

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh ozubené řemenice s pojistnou spojkou

Design of a Timing Belt Pulley with an Overload Clutch

Student: Bc. Jiří Gerla

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Jiří Gerla

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Návrh ozubené řemenice s pojistnou spojkou
Design of a Timing Belt Pulley with an Overload Clutch

Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh ozubeného řemene pro přenos výkonu $P=10$ [kW] a otáčky hnané řemenice 520 [min⁻¹].

Proveďte konstrukční návrh hnané řemenice.

Proveďte konstrukční návrh pojistné hřídelové spojky spojené s hnanou řemenicí. Maximum pojistného točivého momentu je 1,7 až dvojnásobek jmenovité velikosti.

Nakreslete sestavný výkres spojky, dílenský výkres hnané řemenice a hnacího náboje. Rozsah práce cca 60 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A. *Hřídelové spojky*. Praha: SNTL, 1967.

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.

KALÁB, K. *Části a mechanismy pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

MAŠEK, A., NĚMEC, J. *Spojky*. Praha: SNTL, 1963.

MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

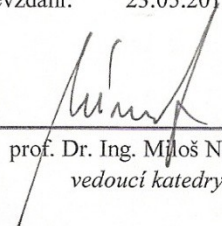
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

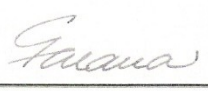
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě..20.5.2011..

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická universita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout její licenci k jejímu užívání mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takových případech ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2011

Adresa trvalého pobytu:



Bc. Gerla Jiří
Kelč č.513
756 43 Kelč

Anotace diplomové práce

Bc. Gerla, J. Návrh ozubené řemenice s pojistnou spojkou. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická universita Ostrava, 2011, 71s. Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem ozubené řemenice, výpočtem ozubeného řemene a konstrukcí pojistné kuličkové spojky. V první části práce jsem navrhl ozubenou řemenici a řemen podle zadaných parametrů. Dále jsem pokračoval konstrukcí a pevnostními výpočty pojistné kuličkové spojky. Poslední kapitola se zabývá zhodnocením celé práce.

Annotation of the thesis

Bc. Gerla, J. Design of a Timing Belt Pulley with an Overload Clutch. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 71p. Thesis, head: doc. Ing. Kaláb Květoslav, Ph.D.

The thesis deals with the proposal of a timing belt pulley, calculation of the timing belt and construction of an Overload ball clutch. I created a design of timing belt pulley and the timing belt according to the specified parameters in the first part of this thesis. Next I continued with the design and strength calculation of the Overload ball clutch. The last chapter deals with evaluation of the entire work.

Obsah diplomové práce

1	Úvod.....	14
2	Cíle diplomové práce	15
3	Návrh ozubeného řemene.....	16
3.1	Volba typu řemene.....	16
3.2	Volba elektromotoru.....	18
3.3	Určení velikosti řemene.....	19
3.4	Výpočet řemene HTD 14M	20
3.5	Kontrola skutečných výstupních otáček	22
3.6	Axiální pojištění řemene na hnací řemenici	22
4	Návrh hnané řemenice.....	23
4.1	Geometrie ozubeného věnce hnané řemenice	23
4.2	Upevnění řemenice na spojce	24
4.3	Výpočet kolíků	24
4.4	Axiální pojištění hnané řemenice	26
4.5	Teplota předeřevu hnané řemenice	26
5	Pojistné spojky	28
5.1	Pojistné spojky s jednorázovým pojistným efektem.....	28
5.2	Pojistné spojky s opakovaným pojistným efektem.....	28
6	Návrh a popis konstrukčního řešení pojistné kuličkové spojky.....	31
6.1	Práce spojky.....	33
7	Výpočet pojistné kuličkové axiální spojky	34
7.1	Určení pojistného krouticího momentu při rozpojení spojky	34
7.2	Upínací pouzdro	34
7.3	Návrh vnějšího průměru náboje nad upínacím pouzdem.....	36
7.4	Výpočet bezpečnosti náboje.....	37
7.5	Volba kuliček.....	53
7.6	Rozklad sil působících na kuličku.....	54
7.7	Zasunutí kuličky	56
7.8	Návrh talířové pružiny	57
7.9	Kontrola na otlačení stykových ploch kuliček	59

7.10 Kontrola ložiska SKF 61921	61
7.11 Návrh matice M100x2	62
8 Nastavení pojistného momentu spojky	65
9 Závěrečné shrnutí	67
10 Seznam použitých pramenů	68
11 Přílohy	71

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
AER	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
a	Délkový rozměr	[mm]
B	Délkový rozměr	[mm]
BF	Ohybová frekvence	[Hz]
BERR	Vypočtená šířka řemenu	[mm]
BETA	Úhel opásání hnací řemenice	[°]
b	Délkový rozměr	[mm]
Co	Statická únosnost ložiska	[kN]
C0	Celkový provozní součinitel	[-]
C1	Součinitel počtu zubů v záběru	[-]
C5	Součinitel délky řemene	[-]
C0ER	Celkový provozní součinitel řemenu	[-]
c	Délkový rozměr	[mm]
D, d	Průměr	[mm]
D _k	Roztečný průměr kuliček	[mm]
D _n	Průměr upínacího pouzdra	[mm]
DM	Min. průměr náboje	[mm]
D _{PR}	Velký průměr talířové pružiny	[mm]
DWG	Roztečný průměr hnané řemenice	[mm]
DWK	Roztečný průměr hnací řemenice	[mm]

d_k	Roztečný průměr kolíků	[mm]
d_n	Vnitřní průměr upínacího pouzdra	[mm]
d_{PR}	Malý průměr talířové pružiny	[mm]
d_s	Průměr středů zaoblení zubů	[mm]
E, E_1, E_2	Modul pružnosti	[MPa]
EIF	Vlastní frekvence volné větve řemenu	[Hz]
e	Délkový rozměr	[mm]
F_1	Síla působící na jeden kolík	[N]
F_{N1}	Normálová síla působící na 1 kuličku	[N]
F_p	Síla pružiny	[N]
F_{p1}	Síla od pružiny na 1 kuličku	[N]
F_{pmax}	Max. síla pružiny	[N]
F_{pmin}	Min. síla pružiny	[N]
F_{STAT}	Statická síla ve větvi	[N]
F_T	Tečná síla	[N]
F_{TN1}	Třecí síla od síly F_{N1}	[N]
F_{TP1}	Třecí síla od přítlačníku na 1 kuličku	[N]
F_{TU1}	Třecí síla od unašeče na 1 kuličku	[N]
F_U	Obvodová síla	[N]
F_{u1}	Síla od unašeče na 1 kuličku	[N]
F_V	Celková předpínací síla	[N]
F_x, F_y	Síly ve směru osy X, Y	[N]

f	Součinitel tření	[-]
h	Délkový rozměr	[mm]
h_m	Výška matice	[mm]
h_r	Výška zubu řemenice	[mm]
I	Převodový poměr	[-]
j	Délkový rozměr	[mm]
K	Koeficient zohledňující tlak v náboji	[MPa]
K_1	Redukovaný modul pružnosti	[MPa]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
k_1	Součinitel zatížení předpětím	[-]
k_2	Provozní součinitel předpětí	[-]
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
L_1	Šířka upínacího pouzdra	[mm]
L_2	Šířka upínacího pouzdra bez šroubů	[mm]
L_W	Délka řemene	[mm]
l_1, l_2, l_3	Invarianty tenzoru napětí	[MPa]
M_j	Jmenovitý moment	[Nm]
M_{KMAX}	Maximální pojistný moment	[Nm]
M_{KMIN}	Minimální pojistný moment	[Nm]
M_{0a}, M_{0b}, M_{0c}	Ohybový moment v místě A, B, C	[Nm]
M_T	Třecí moment	[Nm]
M_u	Utahovací moment	[Nm]

m	Hmotnost elektromotoru	[kg]
NG	Otáčky hnané řemenice	[min ⁻¹]
NK	Otáčky hnací řemenice	[min ⁻¹]
n	Počet kuliček	[-]
n ₁	Jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
n ₂	Požadované otáčky hnací řemenice	[min ⁻¹]
P, P _p	Výkon	[kW]
PR	Výkon přenesitelný řemenem	[kW]
PROF	Profil řemene	[-]
Pz	Rozteč závitu	[mm]
P _o	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
p _D	Dovolený tlak	[MPa]
p _{DOV}	Dovolený tlak v závitu	[MPa]
p _n	Tlak od upínacího pouzdra na náboj	[MPa]
p _w	Tlak od upínacího pouzdra na hřídel	[MPa]
Q	Poměr průměrů talířové pružiny	[-]
R, R ₁ , R ₂	Poloměry zaoblení	[mm]
R _e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
S	Vzdálenost středů zaoblení boků zubů	[mm]
S _o	Statická bezpečnost ložiska	[-]
S _{pmax}	Max. stlačení pružiny	[mm]
s	Stlačení pružiny	[mm]

T	Rozteč řemenice/řemene	[mm]
t	Tloušťka talířové pružiny	[mm]
V_{HV}	Tvrdost materiálu podle Vickerse	[-]
v	Rychlost řemene	[m.s ⁻¹]
W_{Ka}, W_{Kb}, W_{Kc}	Moduly odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_{Oa}, W_{Ob}, W_{Oc}	Moduly odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
X	Hloubka zasunutí kuličky v přírubě	[mm]
X_o	Součinitel statického radiálního zatížení	[-]
x_1, x_2, x_3	Kořeny redukované rovnice	[-]
Y	Substituce	[-]
Y_o	Součinitel statického axiálního zatížení	[-]
Z	Počet zubů řemene	[-]
ZE	Počet zubů v záběru hnací řemenice	[-]
ZG	Počet zubu hnané řemenice	[-]
ZK	Počet zubů hnací řemenice	[-]
z	Výška drážky v matici	[mm]
α	Úhel	[°]
α_t	Součinitel teplotní roztažnosti	[-]
$\alpha_{\sigma A}, \alpha_{\sigma B}, \alpha_{\sigma C}$	Tvarový součinitel v ohybu	[-]
$\alpha_{\tau}, \alpha_{\tau B}, \alpha_{\tau C}$	Tvarový součinitel ve smyku	[-]
β	Konstanta	[-]
γ	Konstanta	[-]

δ	Úhel utažení matice	[°]
η_p	Účinnost řemenového převodu	[-]
μ_1, μ_2	Poissonova konstanta	[-]
ρ^*	Ekvivalentní poloměr křivosti	[mm ⁻¹]
ρ_1, ρ_2	Poloměry křivosti	[mm]
σ	Napětí	[MPa]
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hlavní napětí	[MPa]
σ_{DT}	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{HD}	Dovolený Hertzův tlak	[Hz]
σ_{HMAX}	Max. Hertzův tlak na 1 kuličku	[Hz]
σ_{tmax}	Max. napětí v pružině	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí podle HMM	[MPa]
$\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$	Hlavní napětí	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Napětí ve směru osy X, Y, Z	[MPa]
$\tau_{A1}, \tau_{B1}, \tau_{C1}$	Smykové napětí	[MPa]
τ_{DS}	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	Smykové napětí v rovině XY, XZ, YZ	[MPa]

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem ozubené řemenice a pojistné spojky.

Ozubené řemenice se používají v pohonech, kde je zapotřebí mít přesný synchronní převod bez skluzu. Ozubené řemenice jsou schopné přenést nejvyšší výkony a vysoké obvodové rychlosti. Velkou výhodou ozubených řemenic oproti řemenicím klínovým a plochým je možnost volit menší průměry řemenic.

Při provozu strojů může dojít k přetěžování, které má negativní vliv na životnost stroje. Z tohoto důvodu se v pohonech strojů umisťují pojistné spojky, které mají za úkol při přetížení odpojit hnanou a hnací část stroje.

2 Cíle diplomové práce

V rámci splnění zadání diplomové práce mi byly vymezeny následující cíle:

1. Návrh vhodného ozubeného řemene
2. Návrh odpovídající hnané řemenice
3. Návrh kompaktního řešení spojky s řemenicí
4. Konstrukční návrh pojistné spojky

3 Návrh ozubeného řemene

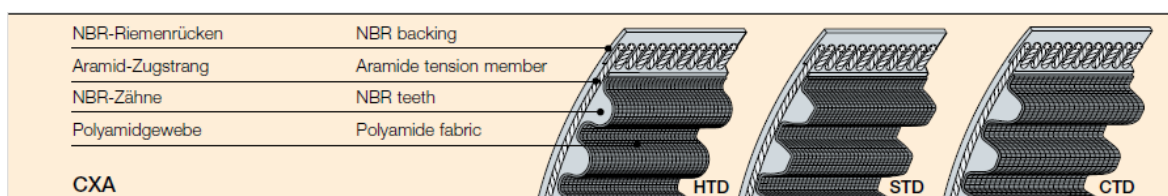
Ozubené řemeny nepřenáší obvodovou sílu pomocí tření, jak je tomu u klínových a plochých řemenů, ale díky tvarové vazbě mezi zubem řemene a řemenice. Tyto řemeny pracují bez skluzu s vysokou účinností až $\eta=0,99[-]$. Během provozu stroje není potřebné dopínat řemeny tak často a tak velkou silou jak je tomu u řemenů klínových. Díky menší napínací síle nejsou tolik namáhána ložiska a hřídele. Ozubené řemeny se používají tam, kde je vyžadován synchronní převod. Oproti řetězovým převodům nebo převodovkám s ozubenými koly mají nižší hmotnost, nepotřebují mazání, jsou tišší, a mnohem méně náročné na údržbu. Negativem ozubených řemenů je nutnost pojistit řemeny proti axiálnímu posuvu. Návrh ozubené řemenice vychází z použitého ozubeného řemene.



Obr. 3.1 Ozubené řemeny

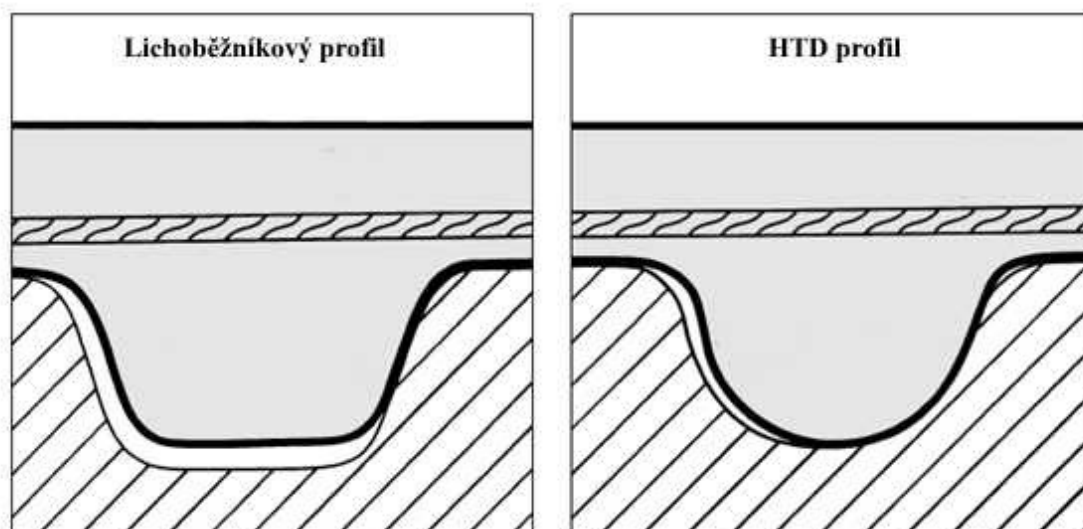
3.1 Volba typu řemene

V praxi se používají ozubené řemeny standardní a nestandardní. Pro pohon zařízení jsem zvolil ozubený řemen Contitech Synchronforce CXA od firmy Continental Contitech. Tento řemen je vhodný pro přenos vysokých krouticích momentů a obvodové rychlosti řemene do 20 [m.s⁻¹]. Řemeny Contitech Synchronforce CXA se vyrábějí ve 3 různých profilech: HTD, STD, CTD (obr. 3.2).

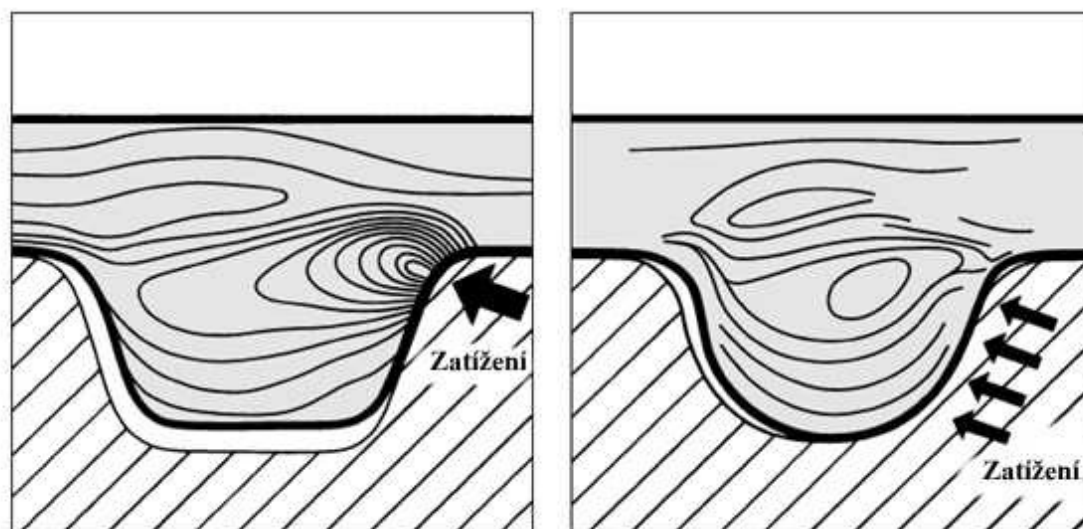


Obr. 3.2 Profily řemenů Synchronforce CXA [17]

S ohledem na poměrně nízkou obvodovou rychlost a vysoký přenášený výkon jsem zvolil nenormalizovaný průřez řemenu HTD (High Torque Drive). Díky zaoblené geometrii zubu má řemen schopnost přenést vyšší výkon, než standardní ISO řemen s lichoběžníkovou geometrií ozubení. Rozložení napětí na lichoběžníkovém a HTD profilu zubu je zobrazen na obr. 3.4.

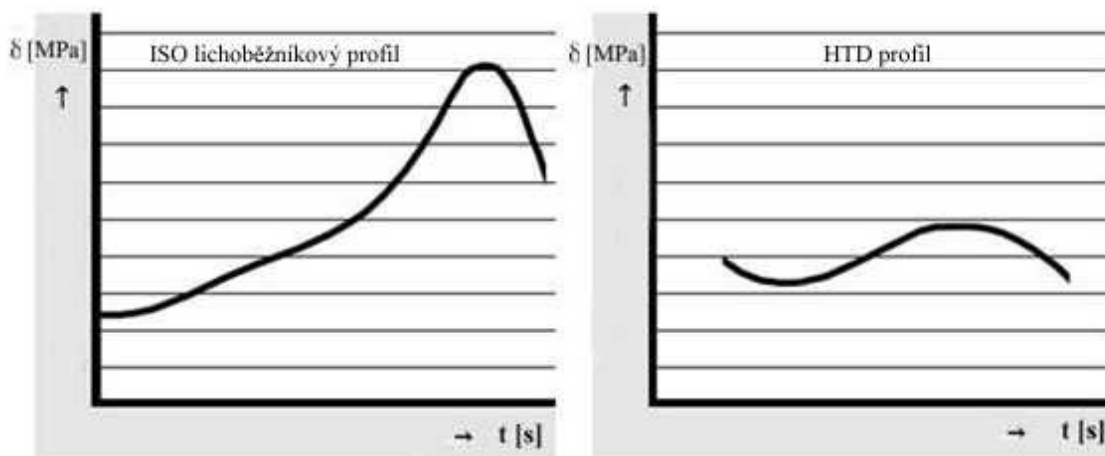


Obr. 3.3 Profil lichoběžníkového ISO řemene a HTD řemene. [17]



Obr. 3.4 Rozložení napětí v zubu ISO lichoběžníkového a HTD řemene. [17]

Průběh napětí na jednom zubu záběru v čase je zobrazen na obr. 3.5. Z tohoto průběhu napětí je zřejmé, že zuby HTD řemenu a řemenice jsou podstatně méně namáhány než zub lichoběžníkového řemenu, a tím pádem HTD řemen přenesou mnohem větší zatížení při stejných geometrických rozměrech řemenic.



Obr. 3.5 Průběh napětí na jednom zubu záběru v čase [17]

Ozubený řemen zajišťuje vysoký stupeň synchronizace. Řemeny CONTI SYNCHROFORCE CXA mají vysokou odolnost proti roztržení a disponují vysokou dynamickou únosností. Pomocí tohoto řemene lze docílit malých průměrů řemenic, z čehož vyplývá lehká váha pohonu. Řemen CONTI SYNCHROFORCE je bezúdržbový a nepotřebuje mazání. Řemen díky své konstrukci a materiálu zajišťuje konstantní napnutí. Teplotní odolnost řemenu CXA je v rozmezí od -20°C do 100°C .

3.2 Volba elektromotoru

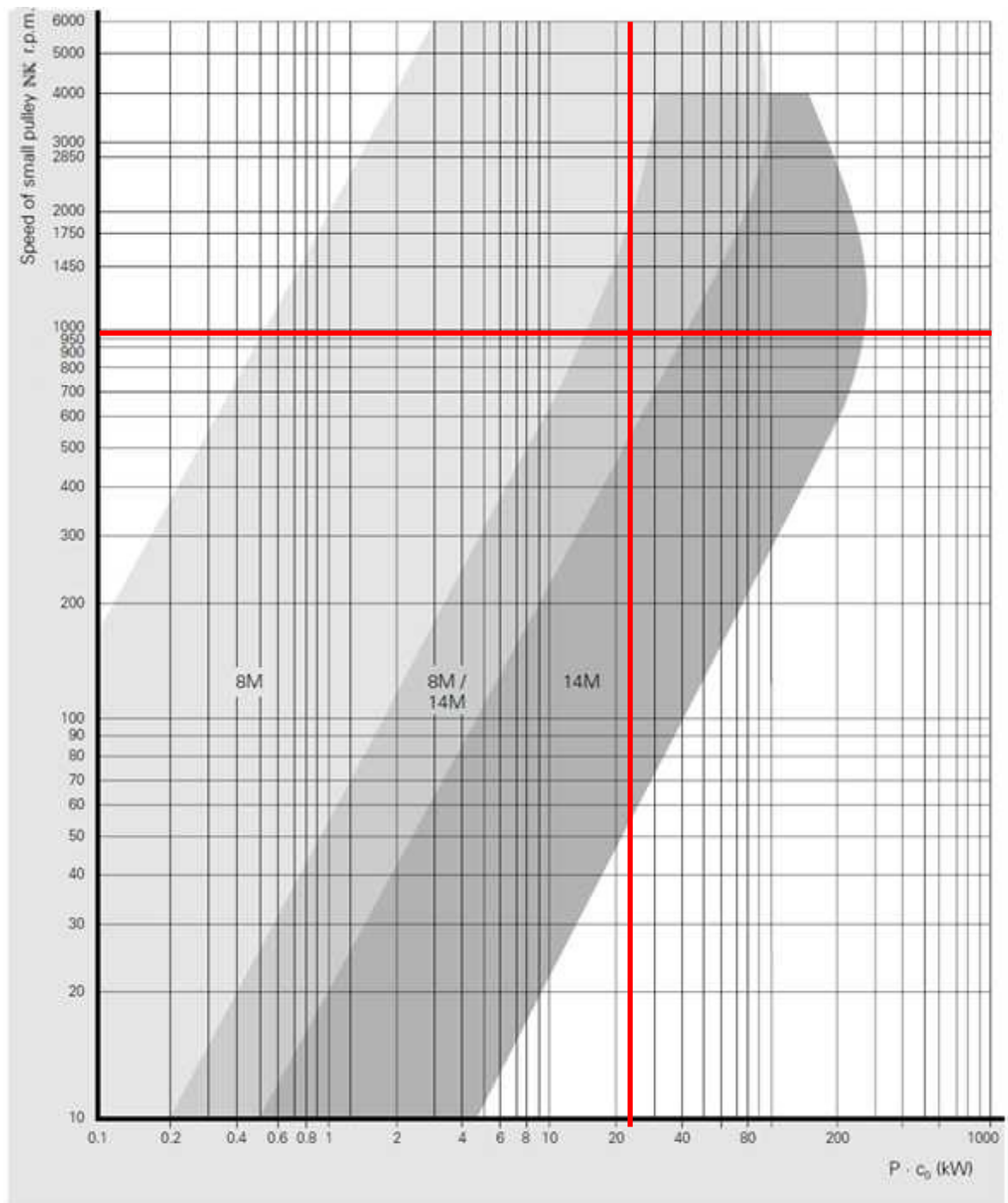
Návrh ozubeného řemene Continental Synchroforce je předepsán výrobcem řemene a vychází z parametrů motoru. Jako pohon zařízení jsem zvolil patkový asynchronní elektromotor Siemens 1LA7 166-6AA10-K20. Tento elektromotor disponuje dostatečným výkonem $P=11\text{ kW}$. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Parametry elektromotoru 1LA7 [19]

Výkon $P [\text{kW}]$	Jmenovité otáčky $n_1 [\text{min}^{-1}]$	Jmenovitý moment $M_j [\text{Nm}]$	Hmotnost $m [\text{kg}]$
11	960	109	10

3.3 Určení velikosti řemene

Velikost ozubeného řemene jsem určil z diagramu přenášených výkonů jedním řemenem, kterou udává výrobce řemene (obr. 3.6). Pro určení velikosti řemene je nutné znát otáčky malé řemenice, což jsou v mém případě otáčky elektromotoru $n_1 = N_K = 960$ $[\text{min}^{-1}]$ a dále přenášený výkon $P = 11$ $[\text{kW}]$. Provozní součinitel $c_0 = 2$ [-] jsem zvolil s ohledem na velikost max. pojistného momentu spojky.



Obr. 3.6 Výkon přenášený jedním řemenem [21]

Podle těchto vstupních parametrů jsem určil velikost řemenu **Synchroforce CXA** **HTD 14M**.

3.4 Výpočet řemene HTD 14M

Poté, co jsem určil typ řemene a jeho velikost, jsem přistoupil k samotnému výpočtu řemene včetně pevnostní kontroly. Výpočet jsem provedl v programu Transmission Designer verze 3.0. Celý program je rozdělen do 4 hlavních částí: řemen, geometrie, výkon, výsledky.

Transmission Designer Verze 3.0

Řemen

Druh řemenu: Ozubený řemen
Typ řemenu: SYNCHROFORCE CXA
Profil řemenu: HTD
Druh řemenu: 14M

Geometrie

Malá řemenice
Účinný průměr: dwk 133,69 mm
Počet zubů: zk 30
Otáčky: nk 960,01 1/min
Převodový poměr: i 1,87
Osová vzdálenost: a 288,16 mm

Velká řemenice
Účinný průměr: dwg 249,55 mm
Počet zubů: zg 56
Otáčky: ng 514,29 1/min
Délka řemenu: Lw 1190,00 mm

Výkon

Malá řemenice
Kroučící moment: Mk 109,42 Nm
Přenesený výkon: P 11,000 kW
Požadovaný provozní součinitel: C0gef 2,00

Velká řemenice
Kroučící moment: Mg 204,25 Nm
Požadovaná šířka řemenu: bgef 40 mm
Provozní podmínky: střední zatížení

Výsledek

Šířka řemenu (vypočtená): berr 24,97 mm
Šířka řemenu (zvolená): baus 40,00 mm
Požadovaný provozní součinitel: C0er 3,55
Hodnota výkonu: Pr 39,06 kW

Obvodová síla: Fu 1636,89 N
Celková předepínací síla: Fv 2223,62 N
Statická síla ve větvi: Fstat 1134,99 N
Vlastní frekvence vetve řemenu: f 104,43 Hz

CONTI SYNCHROFORCE HTD 1190 - 14M - 40 - CXA

Obr. 3.7 Transmission Designer Verze 3.0

V prvním kroku jsem vyplnil veškeré hodnoty týkající řemenu. Zadal jsem řemen SYNCHROFORCE CXA s profilem HTD a roztečí $T=14[\text{mm}]$.

V další části programu jsem navrhl geometrii pohonu. Při návrhu jsem se snažil docílit malé osově vzdálenosti a malých průměrů řemenic. Zvolil jsem počet zubů hnací řemenice $ZK=30[-]$, vstupní otáčky $n_1=NK=960[\text{min}^{-1}]$ a požadované výstupní otáčky $n_2=NG=520[\text{min}^{-1}]$. S ohledem na co nejmenší rozměry celého pohonu jsem zvolil

nejkratší možnou délku řemene $LW=1190[\text{mm}]$. Osová vzdálenost a $[\text{mm}]$ byla dopočítána z počtu zubů a osově vzdálenosti.

Předposlední část programu se zabývá přenášeným výkonem, volbou provozních součinitelů a také šířkou řemene. Zadal jsem hodnotu výkonu $P=11[\text{kW}]$, provozní součinitel $c_0=2[-]$ a šířku řemene $B=40[\text{mm}]$. Provozní součinitel řemene jsem zvolil s ohledem na maximální pojistný moment spojky tak, aby řemen nebyl příliš předimenzován.

Výsledky výpočtu obsahují síly působící v řemenovém převodu, základní geometrické rozměry řemenic a také parametry pro kontrolu správného napnutí ozubeného řemene (obr. 3.8).

Conti SYNCHROFORCE CXA HTD			
Profil zubu	PROF	=	14M
Rozteč zubů	T	=	14,00 mm
Počet zubů malé řemenice	ZK	=	30
Účinný průměr malé řemenice	DWK	=	133,69 mm
Počet zubů velké řemenice	ZG	=	56
Účinný průměr velké řemenice	DWG	=	249,55 mm
Otáčky malé řemenice	NK	=	960,01 1/min
Otáčky velké řemenice	NG	=	514,29 1/min
Převodový poměr	I	=	1,87
Délka řemenu	LW	=	1190,00 mm
Počet zubů řemenu	Z	=	85,00
Osová vzdálenost	AER	=	288,16 mm
Úhel opásání malé řemenice	BETA	=	156,80 °
Počet zubů v záběru malé řemenice	ZE	=	13,07
Rychlost řemenu	V	=	6,72 m/s
Ohybová frekvence	BF	=	11,29 Hz
Celkový provozní součinitel	C0	=	2,00
Součinitel počtu zubů v záběru	C1	=	1,00
Součinitel délky	C5	=	0,80
Požadovaný přenášený výkon	P	=	11,00 kW
Vypočtená šířka řemenu	BERR	=	24,97 mm
Zvolená šířka řemenu	B	=	40,00 mm
Hodnota výkonu pro zvolenou šířku řemenu	PR	=	39,06 kW
Vypočtený celkový provozní součinitel	C0ER	=	3,55
Obvodová síla	FU	=	1636,89 N
Statická síla ve větvi	FSTAT	=	1134,99 N
Celková předepínací síla	FV	=	2223,62 N
Součinitel zatížení předpětím	k1	=	1,00
Provozní součinitel předpětí	k2	=	1,39
Vlastní frekvence volné větve	EIF	=	104 Hz

Obr. 3.8 Výstup z programu Transmission Designer verze 3.0

Navržený ozubený řemen je schopen přenést výkon $P_R=34[\text{kW}]$, což je dostačující, jelikož spojka umístěná v hnané řemenici bude pohon odpojovat při 2-násobném výkonu elektromotoru, což je $P_p=22 [\text{kW}]$.

Specifikace navrženého řemene: **HTD Ozubený řemen 966 – 14M – 40 - CXA**

3.5 Kontrola skutečných výstupních otáček

Při návrhu řemenic jsem se snažil o co nejmenší odchylku od požadovaných otáček na hnané řemenici $n_2=520[\text{min}^{-1}]$. Volbou počtu zubů hnací řemenice $ZK=30 [-]$ a počtu zubů hnané řemenice $ZG=56 [-]$ jsem docílil skutečných otáček na hnané řemenici $NG=514[\text{min}^{-1}]$. Běžná odchylka od požadovaných otáček se pohybuje v rozmezí $\pm 5 \%$.

$$\Delta n_2 = \left(1 - \frac{n_2}{NG}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{520}{514}\right) \cdot 100 = -1,2 [\%] \quad (3.1)$$

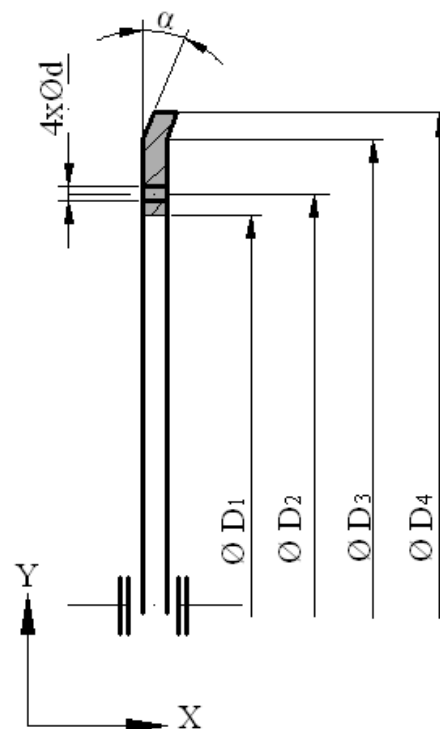
Správnou volbou počtu zubů ozubených řemenic ZK a ZG jsem docílil otáček na hnané řemenici $NG=514[\text{min}^{-1}]$, odchylka od požadovaných otáček je $\Delta n_2 = -1,2 [\%]$, což je vyhovující.

3.6 Axiální pojištění řemene na hnací řemenici

Ozubený řemen je nutné axiálně pojistit proti vysunutí z řemenice. Hnací řemenice bude opatřena po obou stranách bočnicemi. Bočnice jsou zhotoveny z pozinkovaného plechu o tloušťce 3mm. Bočnice je k řemenici přišroubována 4 šrouby $M4 \times 10$. Tvar bočnice je zobrazen na obr. 3.9.

Tab. 3.2 Rozměry bočnic

D1 [mm]	D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	α [°]	d [mm]
Ø95	Ø 105	130	Ø 138	12	4,5



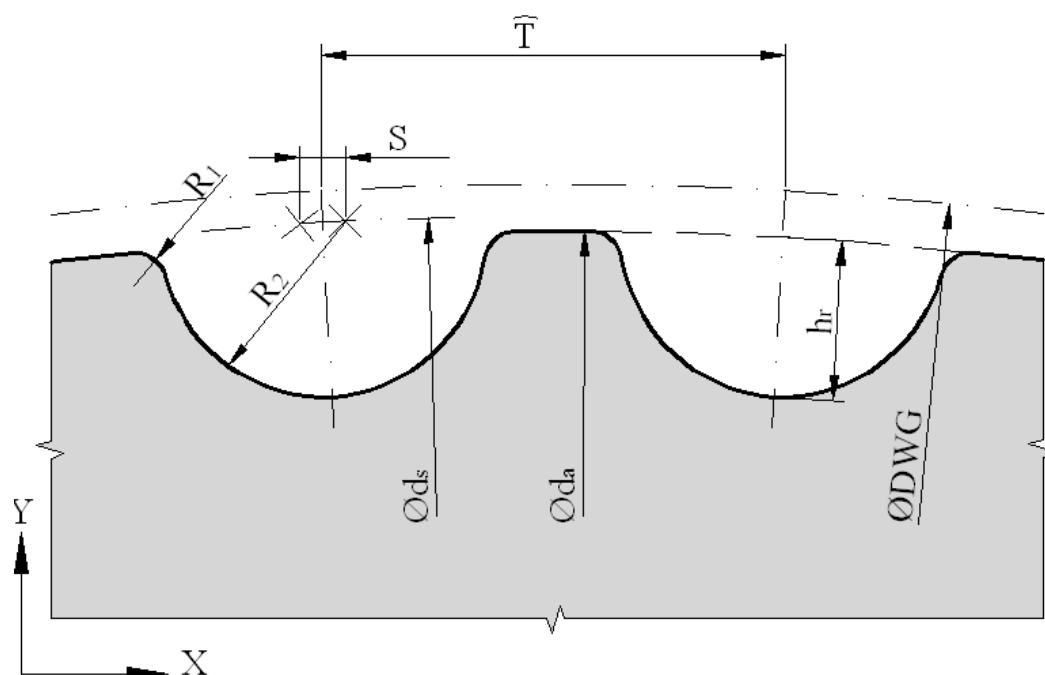
Obr. 3.9 Bočnice

4 Návrh hnané řemenice

Z konstrukčních důvodů je nutné definovat rozměry zubů hnané řemenice, jelikož profil zubu HTD není normalizován. Dále je nutné navrhnout upevnění hnané řemenice na spojku. Řemenice bude vyrobena z materiálu 11 373.

4.1 Geometrie ozubeného věnce hnané řemenice

Pro správný přenos sil z ozubeného řemene na ozubenou řemenici je nutné dodržet správnou geometrii ozubeného věnce. Hnaná řemenice musí mít tvar zubu podle obr. 4.1. Rozměry tvaru zubu jsou uvedeny v tab. 4.1. Tento tvar zubu zaručuje správnou polohu ozubeného řemene v ozubené řemenici a tím dlouhou životnost ozubené řemenice i řemene. Profil zubu řemenice zobrazený na obr. 4.1 je použitelný pouze pro řemeny HTD od firmy Continental Contitech s roztečí zubu $T=14$ [mm].



Obr. 4.1 Geometrie ozubeného věnce

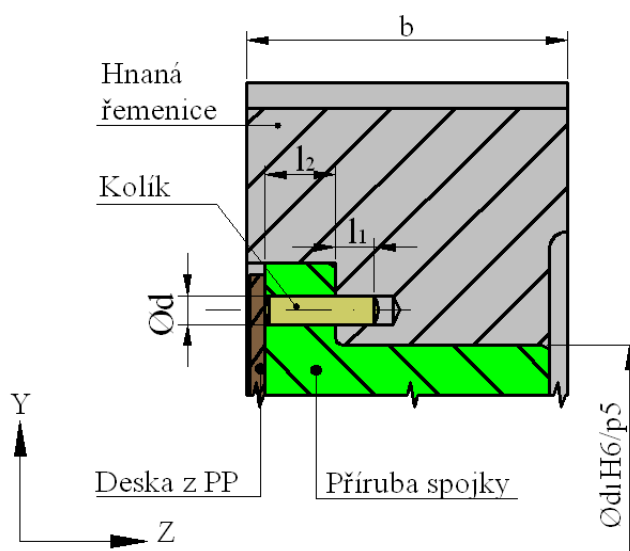
Tab. 4.1 Rozměry hnané řemenice

R_1 [mm]	R_2 [mm]	S [mm]	T [mm]	h_r [mm]	$\varnothing d_s$ [mm]	$\varnothing d_a$ [mm]	$\varnothing DWG$ [mm]	b [mm]
1	5	0,142	14	5	247,16	246,76	249,56	45

Ozubená řemenice musí být širší než ozubený řemen. Vzhledem k šířce zvoleného ozubeného řemenu $B=40[\text{mm}]$ jsem zvolil šířku ozubené řemenice $b=45[\text{mm}]$.

4.2 Upevnění řemenice na spojce

Spojka je s řemenicí spojena pomocí příruby spojky. Kroutící moment z ozubené řemenice na přírubu spojky je přenášen pomocí 8 kolíků podle ČSN EN ISO 2338 z materiálu 11 600. Kolíky jsou zajištěny proti vypadnutí kruhovou deskou z PP, která zakrývá otvory kolíků. Tato PP deska je připevněna 4 šrouby M4x30 ČSN EN ISO 4762, které prochází přírubou spojky a jsou zašroubovány v ozubené řemenici. Na průměru $d_1=173[\text{mm}]$ je řemenice nalisována s malým přesahem (obr. 4.2). Pohled na řemenici včetně pojistné spojky je na obr. 4.3.

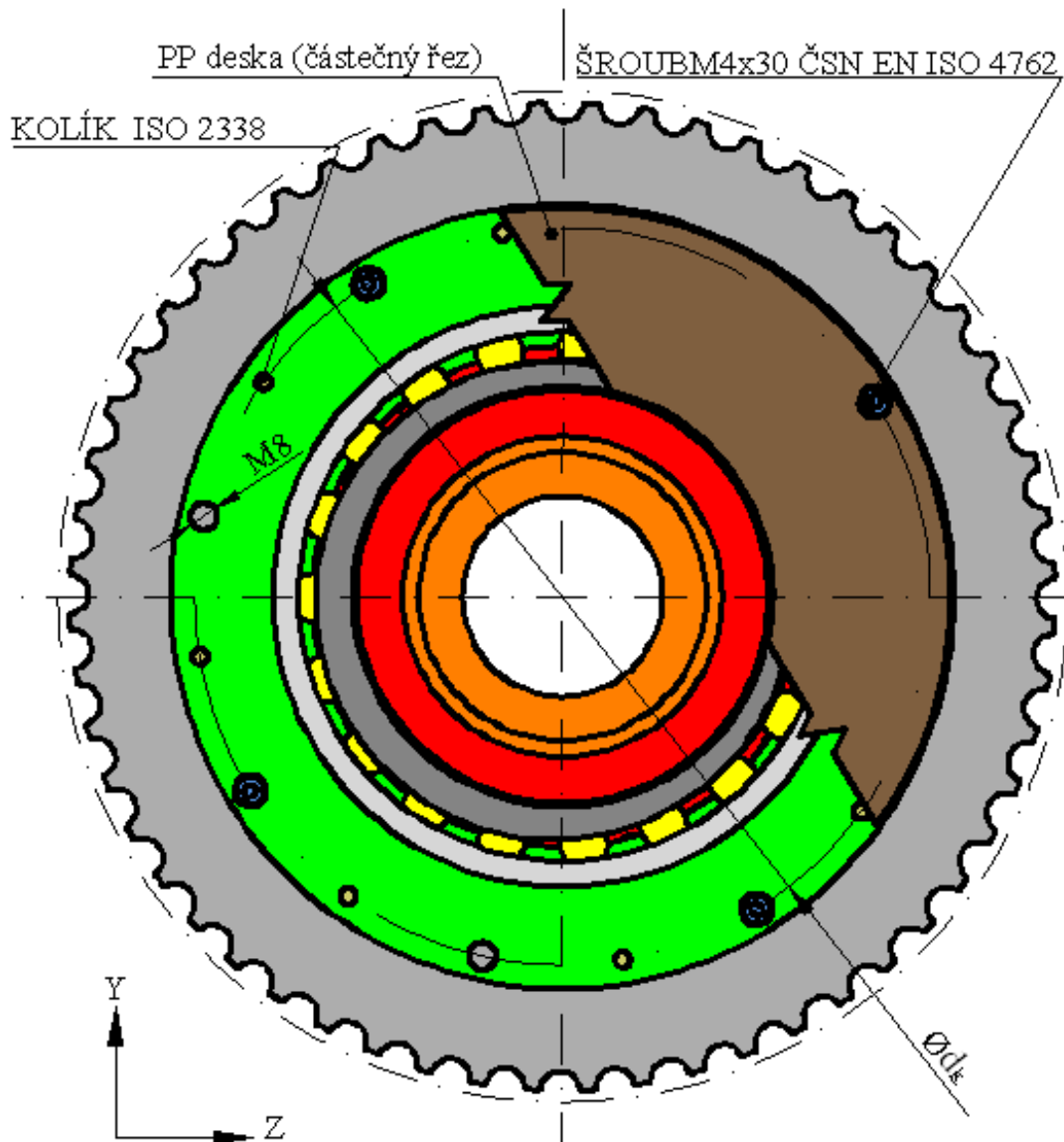


Obr. 4.2 Uložení kolíku

4.3 Výpočet kolíků

Průměr kolíků jsem určil z dovoleného napětí ve stříhu τ_D a délku kolíků jsem navrhl z dovoleného měrného tlaku p_D . Hodnoty dovoleného napětí a dovoleného měrného tlaku jsou uvedeny v tab. 4.2. Z důvodu proměnlivého zatěžování, které nastává při přetížení spojky je doporučeno podle [7] snížit doporučené hodnoty o 30-50%. Pro spolehlivý přenos sil jsem doporučené hodnoty měrného tlaku a napětí snížil při výpočtu o 40%. Sílu působící na jeden kolík F_1 na průměru $d_k=184[\text{mm}]$ jsem určil z max.

pojistného momentu spojky $M_{KMAX}=399[Nm]$. Maximální pojistný moment spojky je určen vzorcem (7.1). Při návrhu kolíkového spojení jsem uvažoval, že kolíky budou přenášet celý pojistný krouticí moment M_{KMAX} , tímto krokem stojím na straně bezpečnosti.



Obr. 4.3 Ozubená řemenice včetně pojistné spojky

Tab. 4.2 Dovolená napětí τ_{DS} a p_D pro kolíkový spoj [7]

Materiál kolíku	τ_{DS} [MPa]	p_D [MPa]	$\tau_{DS-40\%}$ [MPa]	$p_{D-40\%}$ [MPa]
11600	85	120	51	72

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_k \cdot n} \quad (4.1)$$

$$\tau_{DS} \geq \frac{F_1}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_k \cdot n}}{\frac{\pi \cdot d'^2}{4}} \Rightarrow d' = \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot M_{kmax}}{\pi \cdot \tau_{DS} \cdot d_k \cdot n}} \quad (4.2)$$

$$d' = \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot 399 \cdot 10^3}{\pi \cdot 51 \cdot 184 \cdot 8}} = 3,7 \text{ [mm]}$$

Minimální průměr kolíku, který je schopen přenést požadované zatížení, je $d'=3,7[\text{mm}]$. Zvolil jsem kolíky o průměru $d=4[\text{mm}]$. Díky částečnému přenosu krouticího momentu nalisováním je tento spoj navržen s dostatečnou bezpečností.

$$p_D \geq \frac{F_1}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_k \cdot n}}{d \cdot l'_1} \Rightarrow l'_1 = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_k \cdot n \cdot d \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3}{184 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 72} = 1,9 \text{ [mm]} \quad (4.3)$$

Délku kolíku v řemenici (obr. 4.2) jsem zvolil $l_1=6[\text{mm}]$, délka kolíku v osazení příruby na spojce $l_2=10[\text{mm}]$.

Zvolený kolík: 8 x KOLÍK 4x16B ISO 2338

4.4 Axiální pojištění hnané řemenice

Nahodilé zatížení, které může axiálně působit na řemenici je zachyceno čtyřmi šrouby M4x30 ČSN EN ISO 4762 (obr. 4.3). Na závity těchto šroubů jsem navrhl použít lepidlo LOCTITE 222, které zajistí šroubové spoje proti povolení. Díky navrženému uložení ozubené řemenice na přírubě s tolerancemi H6/p5 dojde k vycentrování řemenice vůči spojce a také k částečnému zachytávání radiálních a axiálních sil tímto nalisovaným spojem.

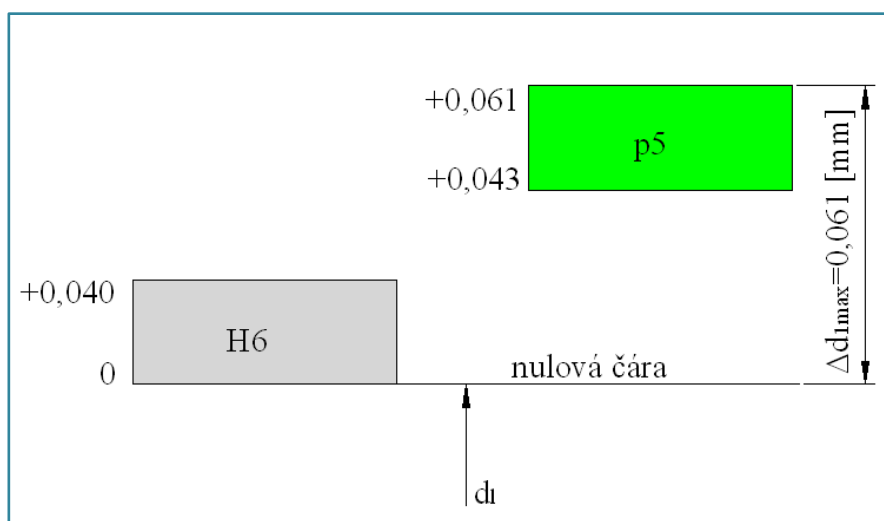
4.5 Teplota předeřevu hnané řemenice

Řemenice je na přírubě nalisována za tepla. Pro snadné nasazení řemenice na spojku je nutné řemenici ohřát. Tolerance řemenice a příruby spojky jsou zobrazeny na obr. 4.4.

Předpokládaná teplota okolí a příruby spojky je $t_o=20[^\circ\text{C}]$. Součinitel teplotní roztažnosti je $\alpha_t=11 \cdot 10^{-6} [-]$, montážní vůle $v=0,006 \cdot \sqrt{d_1}$ podle [7]. Maximální přesah pro průměr $d_1=173\text{H6/p5 [mm]}$ je $\Delta d_{1\max}=0,061[\text{mm}]$.

$$t_n' = t_o + \frac{\Delta d_{1\max} + v}{\alpha_t \cdot 173} = 20 + \frac{0,061 + 0,006 \cdot \sqrt{173}}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 173} = 93[^\circ\text{C}] \quad (4.4)$$

Řemenice bude před nalisováním ohřána na teplotu $t_n=95[^\circ\text{C}]$.



Obr. 4.4 Tolerance průměru d_1

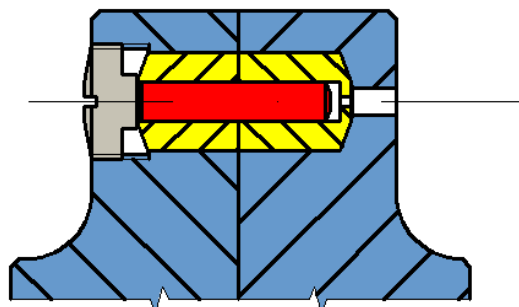
5 Pojistné spojky

Pojistné spojky chrání stroj při různých haváriích před přetížením. Tyto spojky přenášejí krouticí moment nejčastěji z hnacího na hnaný hřídel. V normálním provozu se pojistné spojky chovají jako pevné nepružné, ale jen do okamžiku, kdy dojde k nárůstu přenášeného momentu nad pojistný. Při překročení nastaveného pojistného momentu spojky dochází k protáčení mezi hnací a hnanou částí spojky.

Pojistné spojky se dělí na automatické a s rozrušivým elementem. Spojky s rozrušivým elementem jsou takové spojky, kdy při přetížení dojde k přestřižení pojistného členu, nejčastěji kolíku, který se musí nahradit novým. Automatické spojky jsou takové, které se při odstranění přetížení opět samovolně sepnou. Mezi automatické spojky patří spojky kuličkové, třecí, zubové.

5.1 Pojistné spojky s jednorázovým pojistným efektem

Nejjednodušší typ pojistné spojky s jednorázovým pojistným efektem je spojka se střižným kolíkem. Používá se tam, kde dochází k přetížení jen výjimečně. Krouticí moment z hnací na hnanou hřídel přenáší jeden nebo více střižných kolíků, které jsou nejčastěji uloženy v kalených ocelových pouzdrech (obr. 5.1). Kolík může být umístěn buď radiálně, nebo axiálně. Při přetížení je přestřižen pojistný kolík, který se musí následně vyměnit, což patří mezi hlavní nevýhody tohoto druhu spojek. Výměna střižného kolíku ovlivňuje efektivitu celé spojky, protože dochází k velkým časovým ztrátám.



Obr. 5.1 Kolíková spojka

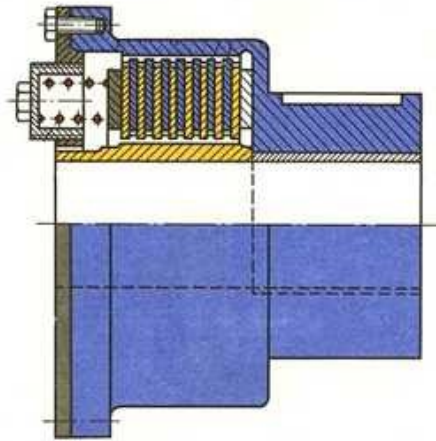
5.2 Pojistné spojky s opakovaným pojistným efektem

Zde patří pojistné spojky, které automaticky spínají s ohledem na přenášený krouticí moment. Patří zde spojky zubové, třecí a vysmekávací.

Třecí pojistné spojky

Principem těchto spojek je přenos výkonu z hnacího na hnaný člen za pomoci tření. Patří zde především spojky lamelové, které jsou schopny přenášet vysoké krouticí

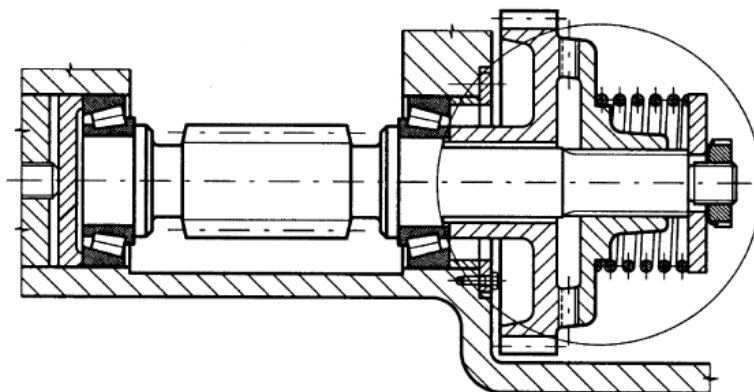
momenty při vyšších otáčkách. Tření vzniká přitlakem mezi hnacími a hnanými lamelami. Velikost přitlaku lze regulovat stlačením pružiny. Při překročení pojistného momentu spojky dochází k prokluzu mezi lamelami a tím pádem k protáčení mezi hnacím a hnaným členem. Při prokluzování lamel se uvolňuje velké množství tepla, které nadměrně zahřívá spojku a může dojít k jejímu zničení. Proto je vhodné použít lamelové spojky ve strojích, kde dochází ke krátkodobému přetěžování a případně jsou vybaveny vypínáním elektromotoru.



Obr. 5.2 Lamelová spojka

Spojky vysmekávací

Jedná se o spojky, založené na principu zatlačování předepjatou pružinou kluzných, nebo valivých obvodových prvků do vhodně vytvarovaných zahlbouení. Po dosažení max. pojistného momentu jsou tyto prvky ze zahlbouení vysmeknuty. Během protáčení hnací a hnané části spojky se prvky posouvají k dalším zahlbouením na obvodu spojky. Při poklesu přenášeného momentu spojka znovu sepne. Do této skupiny patří spojky zubové a kuličkové.

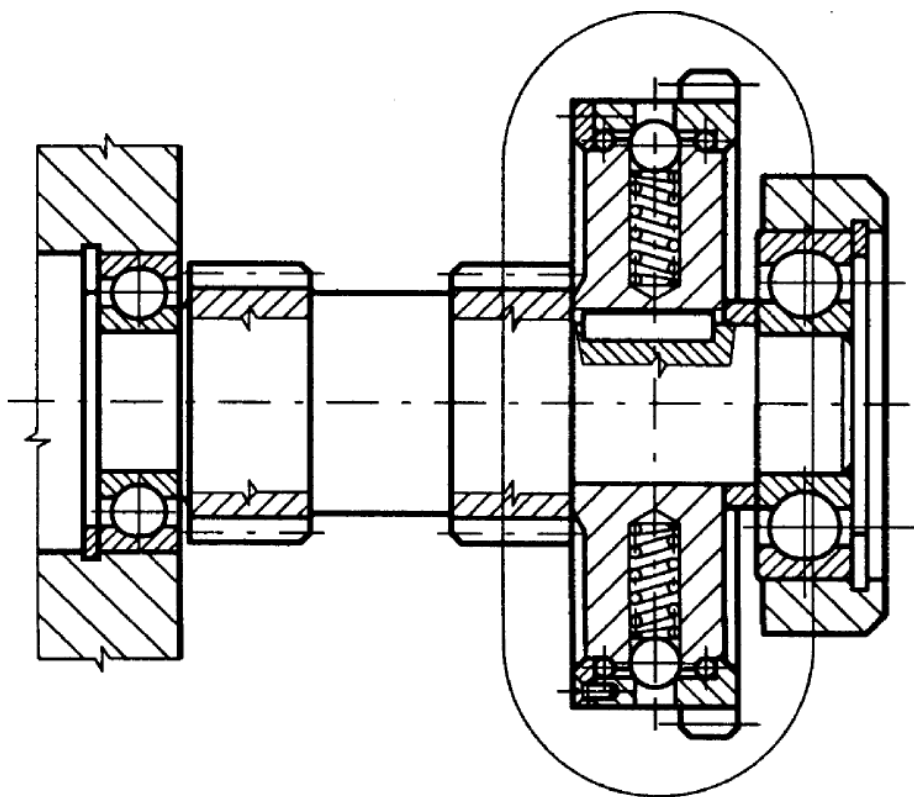


Obr. 5.3 Čelní zubová spojka [6]

Existují dva základní typy kuličkových spojek, a to spojky radiální a axiální. Radiální kuličkové spojky jsou vhodné pro pojištění malých momentů (obr. 5.5). Konstrukce axiální kuličkové spojky od firmy Mayr je zobrazena na obr. 5.4.



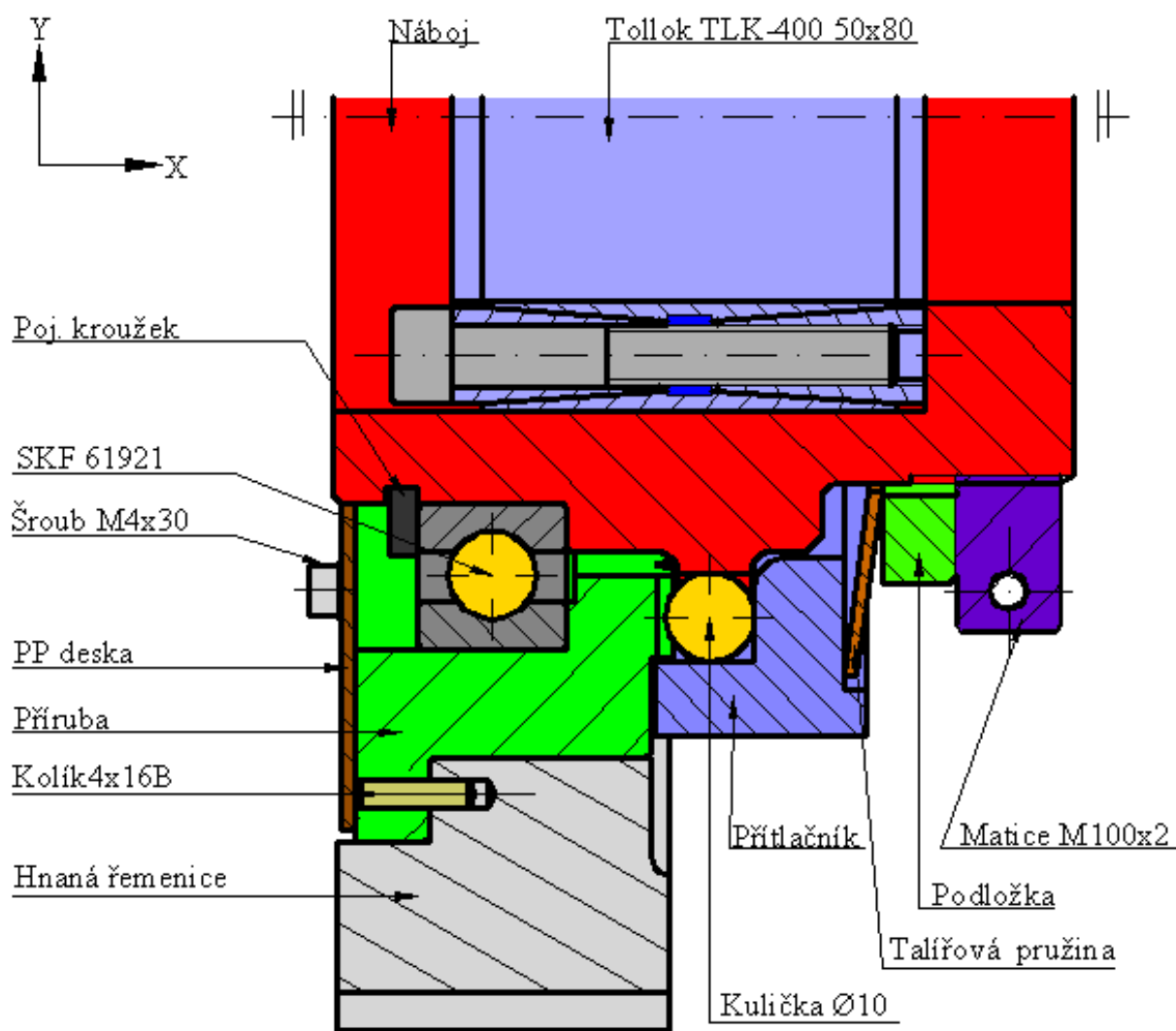
Obr. 5.4 Kuličková axiální spojka [18]



Obr. 5.5 Radiální kuličková spojka [6]

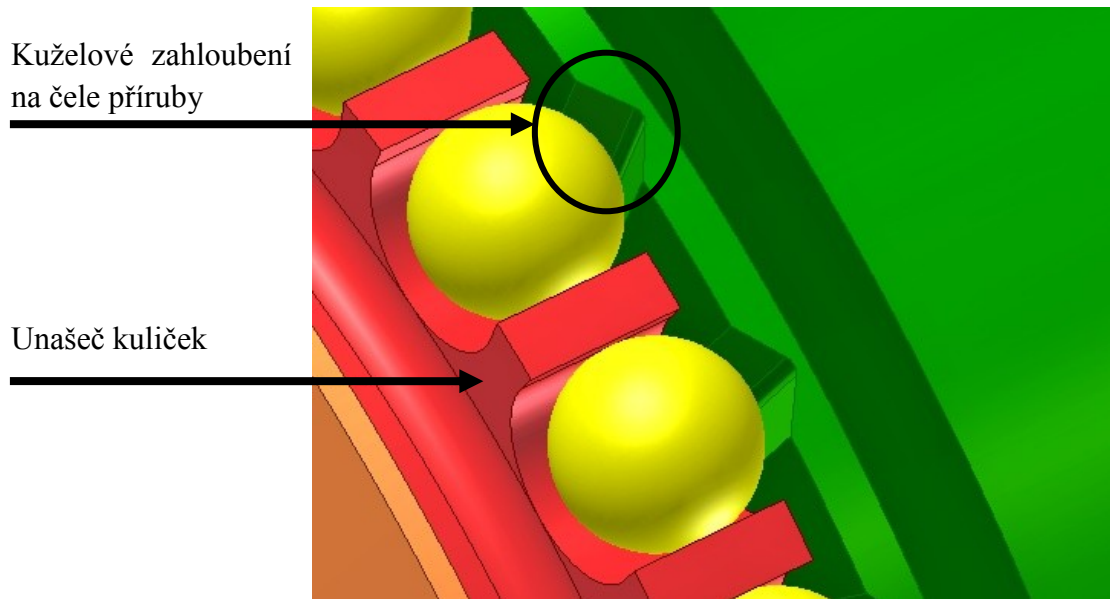
6 Návrh a popis konstrukčního řešení pojistné kuličkové spojky

Při volbě spojky pro řemenový převod jsem zvolil spojku axiální kuličkovou. Tento typ spojky je schopný snášet časté přetížení a včas odpojovat hnanou řemenici od zbytku zařízení, čímž dochází k ochraně celého strojního zařízení proti přetěžování. Jak již bylo zmíněno dříve, tak se jedná o spojku zcela automatickou. Tento typ spojky jsem si vybral, jelikož není moc rozšířená a v literatuře se o ní píše jen okrajově. Z těchto důvodů jsem se rozhodl navrhnout konstrukci této spojky a zjistit, jaké síly působí ve spojce. Řez navrženou axiální kuličkovou spojkou je zobrazen na obr. 6.1.



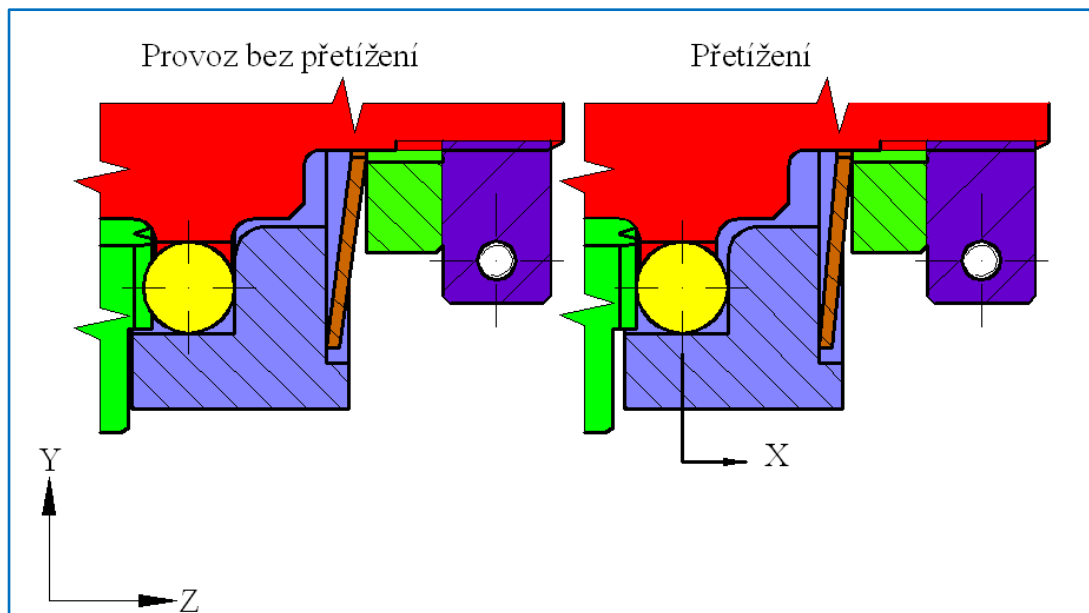
Obr. 6.1 Konstrukční řešení pojistné kuličkové spojky

Kuličky jsou ve spojce uloženy v unašeči kuliček, který je součástí náboje (obr. 6.2). Talířová pružina zatlačuje kuličky přes přítlačník do kuželových zahloubení na čele příruby.



Obr. 6.2 Detail uložení kuliček

Po zvýšení přenášeného momentu nad pojistný moment dojde k vysmeknutí kuliček z kuželových zahloubení, odtažení přitlačníku a stlačení talířové pružiny (obr. 6.3). V tomto okamžiku budou kuličky přeskakovat přes jednotlivá kuželová zahloubení a nebude pojistnou spojkou přenášen kroutcí moment do okamžiku, než dojde k poklesu přenášeného momentu pod pojistný moment.

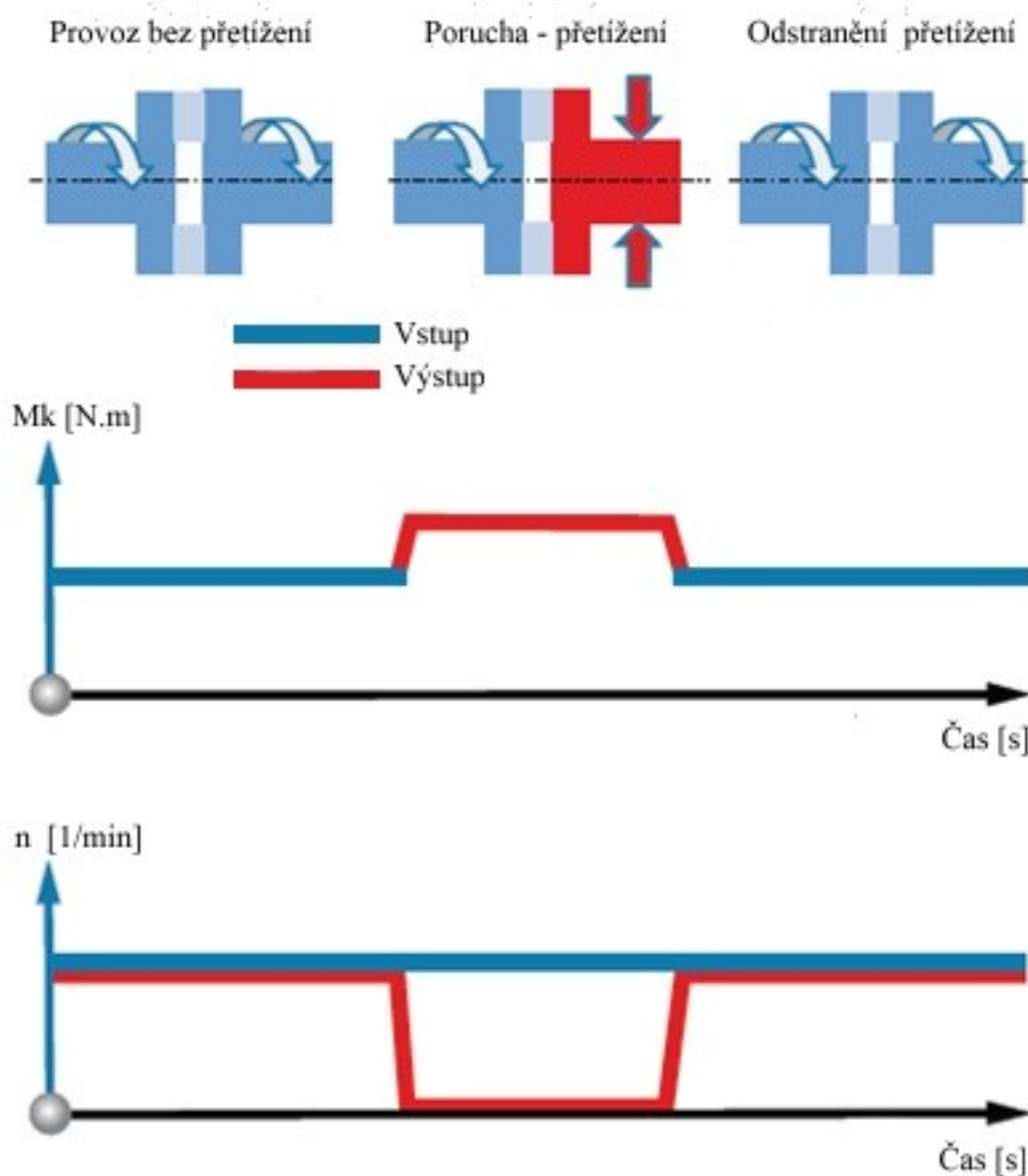


Obr. 6.3 Zobrazení přetížené pojistné spojky

Navržená kuličková spojka musí umožňovat regulaci pojistného momentu v rozmezí 1,7 – 2 násobku jmenovitého momentu. Tuto regulaci lze docílit vhodným navržením talířové pružiny. Veškeré části spojky jsem kontroloval při působení max. pojistného momentu (protáčení) spojky. Hmotnost spojky jsem se snažil navrhnout co nejmenší.

6.1 Práce spojky

Kuličková spojka se chová jako pevná, dokud na ni nezačne působit přetížení. V okamžiku vzniku přetížení dojde k přeskokování kuliček ve spojce, tím pádem k přerušení přenosu výkonu z hnací části spojky na hnanou. Díky tomuto efektu klesnou otáčky hnané části spojky na nulovou hodnotu. Tento stav potrvá do okamžiku, kdy bude odstraněno přetížení. Po odstranění přetížení dojde k okamžitému nárůstu otáček a přenosu výkonu. Proces průběhu momentů a otáček vlivem přetížení je zobrazen na obr. 6.4.



Obr. 6.4 Průběh krouticího momentu a otáček

7 Výpočet pojistné kuličkové axiální spojky

7.1 Určení pojistného krouticího momentu při rozpojení spojky

Podle zadání mám volit pojistný moment 1,7 – 2 násobek jmenovitého momentu. Jmenovitý moment jsem určil podle elektromotoru pohánějícího hnací řemenici. Maximální a minimální pojistný moment, při kterém dojde k rozpojení spojky, jsem určil podle vztahu (7.1, 7.2), kde účinnost řemenové převodu $\eta_p=0,98$.

$$M_{kmax} = 2 \cdot M_j \cdot \frac{ZG}{ZK} \cdot \eta_p = 2 \cdot 109 \cdot \frac{56}{30} \cdot 0,98 = 399 \text{ [Nm]} \quad (7.1)$$

$$M_{kmin} = 1,7 \cdot M_j \cdot \frac{ZG}{ZK} \cdot \eta_p = 1,7 \cdot 109 \cdot \frac{56}{30} \cdot 0,98 = 339 \text{ [Nm]} \quad (7.2)$$

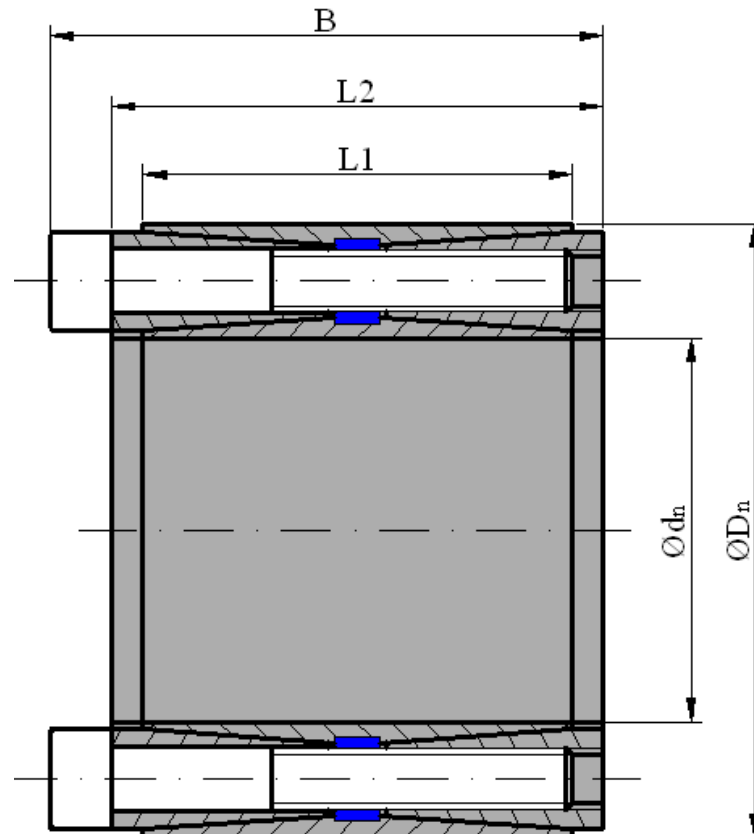
7.2 Upínací pouzdro

Výstupní hřídel bude se spojkou spojen pomocí upínacího pouzdra. Upínací pouzdro jsem zvolil firmy Tollok TLK 400-50x80 (obr. 7.1). Velikost upínacího pouzdra jsem zvolil podle předpokládané velikosti výstupního hřídele $d_n=50[\text{mm}]$. Tento typ kroužku zajišťuje vycentrování a přenos vysokých krouticích momentů.

Upínací pouzdro TLK-400 je vhodné pro přenos rázových i pulzujících zatížení. Parametry kroužku jsou uvedeny v tab. 7.1 Při použití upínacího pouzdra výrobce doporučuje tyto tolerance: hřídel h8 a náboj H8.

Tab. 7.1 Parametry upínacího pouzdra Tollok TLK 400 [20]

d_n [mm]	D_n [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	B [mm]	p_n [MPa]	p_w [MPa]	M_T [Nm]	M_u [Nm]
50	80	56	64	72	95	147	3820	41



Obr. 7.1 Upínací pouzdro Tollok TLK 400

Bezpečnost proti prokluzu

V případě, že by se upínací pouzdro na hřídeli protočilo, tak by došlo k nevratnému poškození jak hřídele, tak i upínacího pouzdra. Maximální krouticí moment, který bude působit na upínací kroužek, je dán maximálním pojistným momentem spojky $M_{KMAX}=399[Nm]$. Třecí moment $M_T[Nm]$, který zvolené upínací pouzdro dokáže vyvodit, je uveden v tab. 7.1.

$$M_T \geq M_{KMAX} \cdot k \Rightarrow k = \frac{M_T}{M_{kmax}} = \frac{3820}{399} = 9,6 [-] \quad (7.3)$$

Bezpečnost proti prokluzu upínacího kroužku na hřídeli je dostatečná.

Montáž upínacího pouzdra

Před montáží upínacího pouzdra je nutné pečlivě očistit náboj a také stykovou plochu na hřídeli. Tyto plochy je vhodné potřít olejem s nízkou viskozitou, tím se vytvoří tenká olejová vrstva. Následně se zasune upínací pouzdro do náboje. V dalším kroku se vsune výstupní hřídel do upínacího pouzdra. Poté se začnou postupně a pravidelně utahovat všechny šrouby na 50% předepsaného utahovacího momentu M_u podle tab. 7.1..

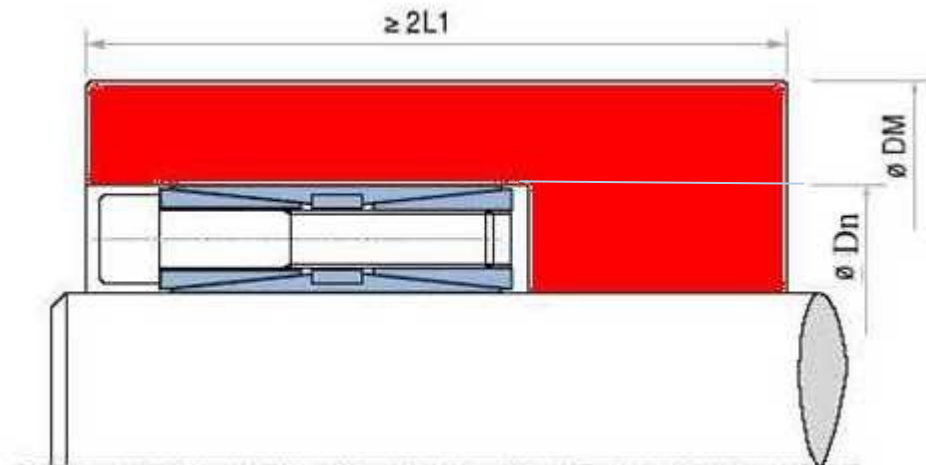
Před dotažením je nutná prodleva, 30 až 60 minut, která slouží k dosednutí kuželových ploch na sebe a vytlačení olejového filmu. Dotažení na předepsaný utahovací moment se musí provádět postupně a pravidelně.

7.3 Návrh vnějšího průměru náboje nad upínacím pouzdrem

Minimální vnější průměr náboje nad upínacím pouzdrem D_M [mm] jsem určil podle vztahu (7.4), který doporučuje výrobce upínacího pouzdra [25]. Náboj je vyroben z materiálu 16 420 s mezí kluzu $R_e = 735$ [Mpa]. Ve (7.4) je D_n [mm] vnější průměr upínacího kroužku, K [-] představuje koeficient zohledňující tlak na náboji $p_n = 95$ [MPa] podle [25], koeficient $C = 0,8$ [-] zohledňující typ uložení upínacího kroužku [25]. Součinitel $C = 0,8$ odpovídá náboji, jehož délka je $L = 100$ [mm].

$$D_M' = D_n \cdot K = 80 \cdot 1,11 = 89 \text{ [mm]} \quad (7.4)$$

$$K = \sqrt{\frac{R_e + (C \cdot p_n)}{R_e - (C \cdot p_n)}} = \sqrt{\frac{735 + (0,8 \cdot 95)}{735 - (0,8 \cdot 95)}} = 1,11 [-] \quad (7.5)$$

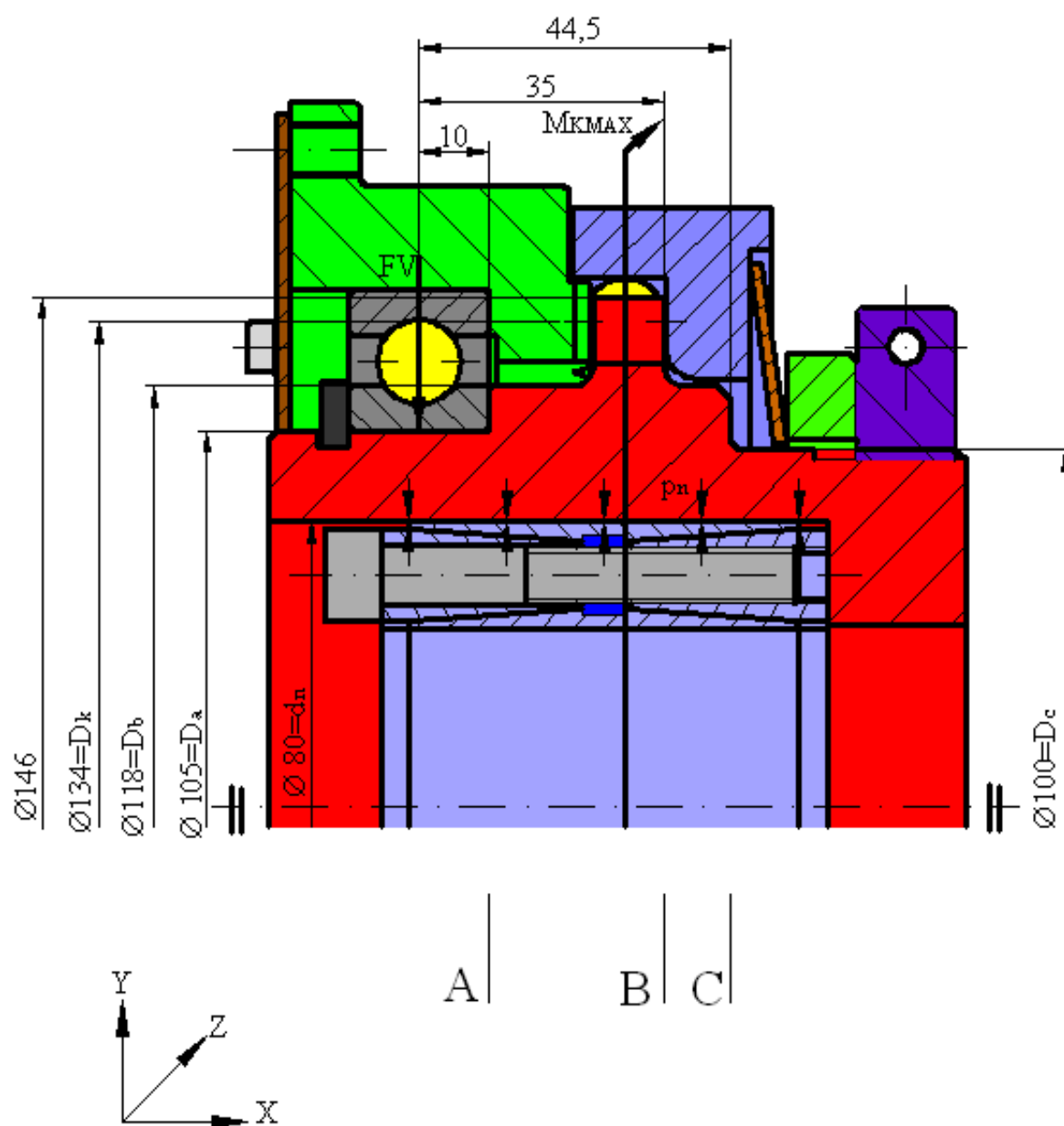


Obr. 7.2 Určení koeficientu C [-] podle [25]

Minimální vnější průměr náboje nad upínacím pouzdrem (obr. 7.2) je podle výpočtu $D_M' = 89$ [mm]. S ohledem na vruby na náboji (závit, osazení průměrů) volím minimální vnější průměr náboje $D_M = 100$ [mm].

7.4 Výpočet bezpečnosti náboje

Jednou z hlavních částí spojky je náboj, jehož součástí je unašeč kuliček (obr.7.3). V náboji je uloženo upínací pouzdro, které vyvíjí na náboj vysoký tlak $p_n=95[\text{MPa}]$. Na náboji je uloženo ložisko, přenášející sílu od napnutí řemene $F_V=2224[\text{N}]$. Dále musí být náboj schopný přenést max. pojistný moment $M_{K\text{MAX}}=399 [\text{Nm}]$. Náboj spojky je vyroben z materiálu 16420. Základní rozměry náboje jsou zobrazeny na obr. 7.3. Při výpočtu napětí a statické bezpečnosti jsou vnější průměry označovány místem 1 a vnitřní průměry náboje místem 2.



Obr. 7.3 Síly působící na náboj

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu A-A v místě 1

Dutý hřídel je na povrchu v místě průřezu A-A namáhán ohybovým momentem M_{oA} [Nm], krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_x , σ_y , σ_z a τ_{xy} . Napětí σ_x odpovídá napětí od ohybového momentu M_{oA} . Napětí σ_x jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_{\sigma A}=2,9[-]$, který odpovídá osazení $\varnothing 118$ [mm] a $\varnothing 105$ [mm] s poloměrem zaoblení $R=0,8$ [mm]. Tvarový součinitel $\alpha_{\sigma A}$ jsem vyhledal v grafu [14].

$$M_{oA} = FV \cdot 10 = 2224 \cdot 10 = 22240 \text{ [Nmm]} \quad (7.6)$$

$$\sigma_x = \sigma_o = \alpha_{\sigma A} \cdot \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \alpha_{\sigma A} \cdot \frac{M_{oA}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - d_n^4}{D_a}} = 2,9 \cdot \frac{22240}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{105^4 - 80^4}{105}} = 0,9 \text{ [MPa]} \quad (7.7)$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = 0 \text{ [MPa]} \quad (7.8)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z [MPa].

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \left(\frac{D_a^2 + d_n^2}{D_a^2 - d_n^2} - 1 \right) = 95 \cdot \left(\frac{105^2 + 80^2}{105^2 - 80^2} - 1 \right) = 262,9 \text{ [MPa]} \quad (7.9)$$

Smykové napětí τ_{A1} které vzniká od maximálního krouticího momentu M_{KMAX} , odpovídá složce napětí τ_{xy} . Tuto složku síly jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_\tau=3[-]$, který jsem vyhledal v grafu [14] pro osazení $\varnothing 118$ [mm] a $\varnothing 105$ [mm] s poloměrem zaoblení $R=0,8$ [mm].

$$\tau_{xy} = \tau_{A1} = \alpha_\tau \cdot \frac{M_{KMAX}}{W_{KA1}} = \alpha_\tau \cdot \frac{M_{KMAX}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_a^4 - d_n^4}{D_a}} = 3 \cdot \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{105^4 - 80^4}{105}} = 7,9 \text{ [MPa]} \quad (7.10)$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - l_1 \cdot \sigma^2 + l_2 \cdot \sigma - l_3 = 0 \quad (7.11)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$l_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 0,9 + 0 + 262,9 = 263,8 \text{ [MPa]} \quad (7.12)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.13)$$

$$l_2 = 0,9 \cdot 0 + 0 \cdot 262,9 + 0,9 \cdot 262,9 - 7,9^2 - 0 - 0 = 174,2 \text{ [Mpa}^2\text{]}$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.14)$$

$$l_3 = 0,9 \cdot 0 \cdot 262,9 + 2 \cdot 7,9 \cdot 0 \cdot 0 - (0,9 \cdot 0 + 0 \cdot 0 + 262,9 \cdot 7,9^2) = -16407,6 \text{ [MPa}^3\text{]}$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.12) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 175,0 + \frac{263,8}{3} = 262,9 \text{ [MPa]} \quad (7.15)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{II} = x_2 + \frac{l_1}{3} = -95,4 + \frac{263,8}{3} = -7,5 \text{ [MPa]} \quad (7.16)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{III} = x_3 + \frac{l_1}{3} = -79,6 + \frac{263,8}{3} = 8,4 \text{ [MPa]} \quad (7.17)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-23022,6|} \cdot \cos \frac{9,0^\circ}{3} = 175,0[-] \quad (7.18)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.19)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-23022,6|} \cdot \cos \left(\frac{9,0^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -95,4 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (7.20)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-23022,6|} \cdot \cos \left(\frac{9,0^\circ}{3} + 60^\circ \right) = -79,6[-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{263,8^3}{3} - 174,2 = -23022,6[-] \quad (7.21)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.22)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 263,8^3}{27} + \frac{263,8 \cdot 174,2}{3} - 16407,6 = -1328123,2 [-]$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7.23)$$

$$\delta = \arccos \left[\frac{-1328123,2}{2} \cdot \left(\frac{|-23022,6|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] = 9,0 [^{\circ}]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.24)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{262,9^2 + 8,4^2 + (-7,5)^2 - 262,9 \cdot 8,4 - 8,4 \cdot (-7,5) - 262,9 \cdot (-7,5)}$$

$$\sigma_{red} = 262,8 [MPa]$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{735}{262,8} = 2,8[-] \quad (7.25)$$

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu A-A v místě 2

Dutý hřídel je na povrchu otvoru Ø100 [mm] v místě průřezu A-A namáhán ohybovým momentem M_{OA} (7.6), krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_x , σ_y , σ_z a τ_{xy} . Napětí od ohybového momentu M_{OA} odpovídá složce napětí σ_x .

$$\sigma_x = \sigma_{oa} = \frac{M_{OA}}{W_{oa}} = \frac{M_{OA}}{\frac{\pi}{64} \cdot D_a^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_a} \right)^4 \right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.26)$$

$$\sigma_x = \sigma_{oa} = \frac{22240}{\frac{\pi}{64} \cdot 105^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{105} \right)^4 \right]} \cdot \frac{80}{2} = 0,2 [MPa]$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = -p_n = -95 [MPa] \quad (7.27)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z .

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \frac{D_a^2 + d_n^2}{D_a^2 - d_n^2} = 95 \cdot \frac{105^2 + 80^2}{105^2 - 80^2} = 357,9 [MPa] \quad (7.28)$$

Smykové napětí τ_{A1} , které vzniká od maximálního krouticího momentu, odpovídá složce napětí τ_{xy} .

$$\tau_{xy} = \tau_{A1} = \frac{M_{KMAX}}{W_{KA1}} = \frac{M_{KMAX}}{\frac{\pi}{32} \cdot D_a^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_a}\right)^4\right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.29)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{A1} = \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 105^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{105}\right)^4\right]} \cdot \frac{80}{2} = 2 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - l_1 \cdot \sigma^2 + l_2 \cdot \sigma - l_3 = 0 \quad (7.30)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$l_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 0,2 - 95,0 + 357,9 = 263,1 \text{ [MPa]} \quad (7.31)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.32)$$

$$l_2 = 0,2 \cdot (-95,0) + (-95,0) \cdot 357,9 + 0,2 \cdot 357,9 - 2,0^2 - 0 - 0 = -33951,9 \text{ [MPa}^2\text{]}$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{zx} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.33)$$

$$l_3 = 0,2 \cdot (-95) \cdot 357,9 + 2 \cdot 2,0 \cdot 0 \cdot 0 - (0,2 \cdot 0 - 95 \cdot 0 + 357,9 \cdot 2^2)$$

$$l_3 = -8231,7 \text{ [MPa}^3\text{]}$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.30) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 270,2 + \frac{263,1}{3} = 357,9 \text{ [MPa]} \quad (7.34)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{III} = x_2 + \frac{l_1}{3} = -182,9 + \frac{263,1}{3} = -95,0 \text{ [MPa]} \quad (7.35)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{II} = x_3 + \frac{l_1}{3} = -87,1 + \frac{263,1}{3} = 0,2 \text{ [MPa]} \quad (7.36)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-57025,8|} \cdot \cos \frac{34,5^\circ}{3} = 270,2 [-] \quad (7.37)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.38)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-57025,8|} \cdot \cos \left(\frac{34,5^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -182,7 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos\left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ\right) \quad (7.39)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-57025,8|} \cdot \cos\left(\frac{34,5^\circ}{3} + 60^\circ\right) = -87,5 [-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{263,1^3}{3} - 33951,9 = -57025,8 [-] \quad (7.40)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.41)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 263,1^3}{27} + \frac{263,1 \cdot (-33951,9)}{3} - 8231,7 = -4318404,0 [-]$$

$$\cos\delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos\left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}}\right] \quad (7.42)$$

$$\delta = \arccos\left[\frac{-4318404,0}{2} \cdot \left(\frac{|-57025,8|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}}\right] = 34,5 [^\circ]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.43)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{357,9^2 + 0,2^2 + (-95)^2 - 357,9 \cdot 0,2 - 0,2 \cdot (-95) - 357,9 \cdot (-95)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 413,6 [\text{MPa}]$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{735}{413,6} = 1,8 [-] \quad (7.44)$$

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu B-B v místě 1

Dutý hřídel je na povrchu v místě průřezu B-B namáhán ohybovým momentem M_{0A} , krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_X , σ_Y , σ_Z a τ_{XY} . Napětí σ_X odpovídá napětí od ohybového momentu M_{0B} . Napětí σ_X jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_{\sigma B}=2,3[-]$, který odpovídá osazení $\varnothing 118 [\text{mm}]$ a $\varnothing 146 [\text{mm}]$ s poloměrem zaoblení $R=3[\text{mm}]$. Tvarový součinitel $\alpha_{\sigma A}$ jsem vyhledal v grafu [14].

$$M_{OB} = FV \cdot 35 = 2224 \cdot 35 = 77840 \text{ [Nmm]} \quad (7.45)$$

$$\sigma_x = \alpha_{\sigma B} \cdot \frac{M_{OB}}{W_{OB}} = \alpha_{\sigma B} \cdot \frac{M_{OB}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_b^4 - d_n^4}{D_b}} = 2,3 \cdot \frac{77840}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{118^4 - 80^4}{118}} = 1,4 \text{ [MPa]} \quad (7.46)$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = 0 \text{ [MPa]} \quad (7.47)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z .

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \left(\frac{D_b^2 + d_n^2}{D_b^2 - d_n^2} - 1 \right) = 95 \cdot \left(\frac{118^2 + 80^2}{118^2 - 80^2} - 1 \right) = 161,6 \text{ [MPa]} \quad (7.48)$$

Smykové napětí τ_{B1} , které vzniká od maximálního krouticího momentu, odpovídá složce napětí τ_{xy} . Tuto složku síly jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_{\tau B}=1,9[-]$, který jsem vyhledal v grafu [14] pro osazení $\varnothing 118$ [mm] a $\varnothing 146$ [mm] s poloměrem zaoblení $R=3$ [mm].

$$\tau_{xy} = \tau_{B1} = \alpha_{\tau B} \cdot \frac{M_{KMAX}}{W_{KB1}} = \alpha_{\tau B} \cdot \frac{M_{KMAX}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_b^4 - d_n^4}{D_b}} \quad (7.49)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{B1} = 1,9 \cdot \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{118^4 - 80^4}{118}} = 3,0 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - l_1 \cdot \sigma^2 + l_2 \cdot \sigma - l_3 = 0 \quad (7.50)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$l_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 1,4 + 0 + 161,6 = 163,0 \text{ [MPa]} \quad (7.51)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.52)$$

$$l_2 = 1,4 \cdot 0 + 0 \cdot 161,6 + 1,4 \cdot 161,6 - 3,0^2 - 0 - 0 = 217,2 \text{ [MPa}^2\text{]}$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{zx} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.53)$$

$$l_3 = 1,4 \cdot 0 \cdot 161,6 + 2 \cdot 3,0 \cdot 0 \cdot 0 - (1,4 \cdot 0 + 0 \cdot 0 + 161,6 \cdot 3,0^2) = -1454,4 \text{ [MPa}^3\text{]}$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.50) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 107,3 + \frac{163,0}{3} = 161,6 \text{ [MPa]} \quad (7.54)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{II} = x_2 + \frac{l_1}{3} = -56,7 + \frac{163,0}{3} = -2,4 \text{ [MPa]} \quad (7.55)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{III} = x_3 + \frac{l_1}{3} = -50,6 + \frac{163,0}{3} = 3,8 \text{ [MPa]} \quad (7.56)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-8639,1|} \cdot \cos \frac{5,7^\circ}{3} = 107,3[-] \quad (7.57)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.58)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-8639,1|} \cdot \cos \left(\frac{5,7^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -56,7 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (7.59)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-8639,1|} \cdot \cos \left(\frac{5,7^\circ}{3} + 60^\circ \right) = -50,6[-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{163,0^3}{3} - 217,2 = -8639,1 [-] \quad (7.60)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.61)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 163,0^3}{27} + \frac{163,0 \cdot 217,2}{3} - 1454,4 = -307538,3 [-]$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7.62)$$

$$\delta = \arccos \left[\frac{-307538,3}{2} \cdot \left(\frac{|-8639,1|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] = 5,7 [^\circ]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.63)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{161,6^2 + 3,8^2 + (-2,4)^2 - 161,6 \cdot 3,8 - 3,8 \cdot (-2,4) - 161,6 \cdot (-2,4)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 161,0 \text{ [MPa]}$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{735}{161} = 4,5 \quad (7.64)$$

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu B-B v místě 2

Dutý hřídel je na povrchu otvoru Ø100 [mm] v místě průřezu B-B namáhán ohybovým momentem M_{OB} , krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_x , σ_y , σ_z a τ_{xy} . Napětí σ_x odpovídá napětí od ohybového momentu M_{OB} (7.45).

$$\sigma_x = \frac{M_{\text{OB}}}{W_{\text{Ob}}} = \frac{M_{\text{OB}}}{\frac{\pi}{64} \cdot D_b^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_b}\right)^4\right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.65)$$

$$\sigma_x = \frac{77840}{\frac{\pi}{64} \cdot 118^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{118}\right)^4\right]} \cdot \frac{80}{2} = 0,4 \text{ [MPa]}$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = -p_n = -95 \text{ [MPa]} \quad (7.66)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z .

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \frac{D_b^2 + d_n^2}{D_b^2 - d_n^2} = 95 \cdot \left(\frac{118^2 + 80^2}{118^2 - 80^2}\right) = 256,6 \text{ [MPa]} \quad (7.67)$$

Smykové napětí τ_{B1} , které vzniká od maximálního krouticího momentu, odpovídá složce napětí τ_{xy} .

$$\tau_{xy} = \tau_{B1} = \frac{M_{\text{KMAX}}}{W_{\text{Kb1}}} = \frac{M_{\text{KMAX}}}{\frac{\pi}{32} \cdot D_b^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_b}\right)^4\right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.68)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{B1} = \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 118^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{118}\right)^4\right]} \cdot \frac{80}{2} = 1,1 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - l_1 \cdot \sigma^2 + l_2 \cdot \sigma - l_3 = 0 \quad (7.69)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$l_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 0,4 - 95,0 + 256,6 = 162,0 \text{ [MPa]} \quad (7.70)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.71)$$

$$l_2 = 0,4 \cdot (-95) + (-95) \cdot 256,6 + 0,4 \cdot 256,6 - 1,1^2 - 0 - 0 = -24313,6 \text{ [MPa}^2\text{]}$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.72)$$

$$l_3 = 0,4 \cdot (-95) \cdot 256,6 + 2 \cdot 1,1 \cdot 0 \cdot 0 - (0,4 \cdot 0 + (-95) \cdot 0 + 256,6 \cdot 1,1^2)$$

$$l_3 = -10061,3 \text{ [MPa}^3\text{]}$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.69) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 202,6 - \frac{162,0}{3} = 256,6 \text{ [MPa]} \quad (7.73)$$

$$\sigma_3 = x_2 + \frac{l_1}{3} = -149,0 - \frac{24313,6}{3} = -95 \text{ [MPa]} \quad (7.74)$$

$$\sigma_2 = x_3 + \frac{l_1}{3} = -53,6 + \frac{162,0}{3} = 0,4 \text{ [MPa]} \quad (7.75)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-33061,6|} \cdot \cos \frac{45,6^\circ}{3} = 202,6 [-] \quad (7.76)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.77)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-33061,6|} \cdot \cos \left(\frac{45,6^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -149,0 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (7.78)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-33061,6|} \cdot \cos \left(\frac{45,6^\circ}{3} + 60^\circ \right) = -53,6 [-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{162,0^2}{3} - 24313,6 = -33061,6 [-] \quad (7.79)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.80)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 162,0^3}{27} + \frac{162,0 \cdot (-24313,6)}{3} + 10061,3 = -1617799,5 [-]$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7.81)$$

$$\delta = \arccos \left[\frac{-1617799,5}{2} \cdot \left(\frac{|-33061,6|}{3}\right)^{-\frac{3}{2}} \right] = 45,6[^\circ]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.82)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{256,6^2 + 0,4^2 + (-95,0)^2 - 256,6 \cdot 0,4 - 0,4 \cdot (-95) - 256,6 \cdot (-95)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 314,9 [\text{MPa}]$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{735}{314,9} = 2,3[-] \quad (7.83)$$

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu C-C v místě 1

Dutý hřídel je na povrchu v místě průřezu C-C namáhán ohybovým momentem M_{OC} , krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_X , σ_Y , σ_Z a τ_{XY} . Napětí σ_X odpovídá napětí od ohybového momentu M_{OC} . Napětí σ_X jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_{\sigma C}=2,5[-]$, který odpovídá osazení $\varnothing 118$ [mm] a $\varnothing 100$ [mm] s poloměrem zaoblení $R=2$ [mm]. Tvarový součinitel jsem vyhledal v grafu [14].

$$M_{OC} = 2224 \cdot 44,5 = 98968 [\text{Nmm}] \quad (7.84)$$

$$\sigma_X = \alpha_{\sigma C} \cdot \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \alpha_{\sigma C} \cdot \frac{M_{OC}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_c^4 + d_h^4}{D_c}} = 2,5 \cdot \frac{98968}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{100^4 - 80^4}{100}} = 4,3 [\text{MPa}] \quad (7.85)$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = 0 [\text{MPa}] \quad (7.86)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z .

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \left(\frac{D_c^2 + d_n^2}{D_c^2 - d_n^2} - 1 \right) = 95 \cdot \left(\frac{100^2 + 80^2}{100^2 - 80^2} - 1 \right) = 337,8 [\text{MPa}] \quad (7.87)$$

Smykové napětí τ_{c1} , které vzniká od maximálního krouticího momentu, odpovídá složce napětí τ_{xy} . Tuto složku síly jsem vynásobil tvarovým součinitelem $\alpha_{\tau c}=1,9[-]$, který jsem vyhledal v grafu [14] pro osazení $\varnothing 118$ [mm] a $\varnothing 100$ [mm] s poloměrem zaoblení $R=2$ [mm].

$$\tau_{xy} = \tau_{c1} = \alpha_{\tau c} \cdot \frac{M_{KMAX}}{W_{KA1}} = \alpha_{\tau c} \cdot \frac{M_{KMAX}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_c^4 + d_n^4}{D_c}} \quad (7.88)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{c1} = 1,9 \cdot \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{100^4 - 80^4}{100}} = 6,5 [\text{MPa}]$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - l_1 \cdot \sigma^2 + l_2 \cdot \sigma - l_3 = 0 \quad (7.89)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$l_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 4,3 + 0 + 337,8 = 342,1 [\text{MPa}] \quad (7.90)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.91)$$

$$l_2 = 4,3 \cdot 0 + 0 \cdot 337,8 + 4,3 \cdot 339,3 - 6,5^2 - 0 - 0 = 1440,3 [\text{MPa}^2]$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{zx} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.92)$$

$$l_3 = 4,3 \cdot 0 \cdot 337,8 + 2 \cdot 6,5 \cdot 0 \cdot 0 - (4,3 \cdot 0 + 0 \cdot 0 + 337,8 \cdot 6,5^2) = -4138,1 [\text{MPa}^3]$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.89) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 223,8 + \frac{342,1}{3} = 337,8 [\text{MPa}] \quad (7.93)$$

$$\sigma_{II} = x_2 + \frac{l_1}{3} = -116,0 + \frac{342,1}{3} = -2,0 [\text{MPa}] \quad (7.94)$$

$$\sigma_{III} = x_3 + \frac{l_1}{3} = -107,8 + \frac{342,1}{3} = 6,3 [\text{MPa}] \quad (7.95)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-37570,5|} \cdot \cos \frac{3,6^\circ}{3} = 223,8 [-] \quad (7.96)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.97)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-37570,5|} \cdot \cos \left(\frac{3,6^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -116,0 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (7.98)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-37570,5|} \cdot \cos \left(\frac{3,6^\circ}{3} + 60^\circ \right) = -107,8 [-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{342,1^3}{3} - 1440,3 = -37570,5 [-] \quad (7.99)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.100)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 342,1^3}{27} + \frac{342,1 \cdot 1440,3}{3} - (-4138,1) = -2797308,8 [-]$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7.101)$$

$$\delta = \arccos \left[-\frac{-2797308,8}{2} \cdot \left(\frac{|-37570,5|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] = 3,6 [^\circ]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.102)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{337,8^2 + 6,3^2 + (-2,0)^2 - 337,8 \cdot 6,3 - 6,3 \cdot (-2,0) - 337,8 \cdot (-2,0)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 335,7 [\text{MPa}]$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{735}{335,7} = 2,2 [-] \quad (7.103)$$

Výpočet bezpečnosti náboje průřezu C-C v místě 2

Dutý hřídel je na povrchu otvoru $\varnothing 100$ [mm] v místě průřezu C-C namáhán ohybovým momentem M_{OC} , krouticím momentem M_{KMAX} a tlakem p_n . Je zde trojosá napjatost se složkami napětí σ_x , σ_y , σ_z a τ_{xy} . Napětí σ_x odpovídá napětí od ohybového momentu M_{OC} (7.84).

$$\sigma_x = \sigma_{OC} = \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \frac{FV \cdot 44.5}{\frac{\pi}{64} \cdot D_c^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_c}\right)^4\right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.104)$$

$$\sigma_x = \sigma_{OC} = \frac{2223 \cdot 44.5}{\frac{\pi}{64} \cdot 100^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{100}\right)^4\right]} \cdot \frac{80}{2} = 1,4 \text{ [MPa]}$$

Složka napětí σ_y odpovídá radiálním napětí σ_r .

$$\sigma_y = \sigma_r = -p_n = -95 \text{ [MPa]} \quad (7.105)$$

Tečné napětí σ_t působící od tlaku p_n na mezikruhový průřez odpovídá složce napětí σ_z .

$$\sigma_z = \sigma_t = p_n \cdot \frac{D_c^2 + d_n^2}{D_c^2 - d_n^2} = 95 \cdot \left(\frac{100^2 + 80^2}{100^2 - 80^2}\right) = 432,7 \text{ [MPa]} \quad (7.106)$$

Smykové napětí τ_{C1} , které vzniká od maximálního krouticího momentu, odpovídá složce napětí τ_{xy} .

$$\tau_{xy} = \tau_{C1} = \frac{M_{KMAX}}{W_{Kb1}} = \frac{M_{KMAX}}{\frac{\pi}{32} \cdot D_c^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_n}{D_c}\right)^4\right]} \cdot \frac{d_n}{2} \quad (7.107)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{C1} = \frac{399 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 100^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{100}\right)^4\right]} \cdot \frac{80}{2} = 2,8 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí jsem určil pomocí hlavních napětí, které jsem vypočítal z charakteristické rovnice tenzoru napětí.

$$\sigma^3 - I_1 \cdot \sigma^2 + I_2 \cdot \sigma - I_3 = 0 \quad (7.108)$$

Invarianty tenzoru napětí:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 1,4 + (-95) + 432,7 = 339,1 \text{ [MPa]} \quad (7.109)$$

$$l_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (7.110)$$

$$l_2 = 1,4 \cdot (-95) + (-95) \cdot 432,7 + 1,4 \cdot 432,7 - 2,8^2 - 0 - 0 = -40641,6 [\text{MPa}^2]$$

$$l_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - (\sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 + \sigma_y \cdot \tau_{zx}^2 + \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2) \quad (7.111)$$

$$l_3 = 1,4 \cdot (-95) \cdot 432,7 + 2 \cdot 2,8 \cdot 0 \cdot 0 - (1,4 \cdot 0 + (-95) \cdot 0 + 432,7 \cdot 2,8^2)$$

$$l_3 = -60941,5 [\text{MPa}^3]$$

Hlavní napětí - kořeny rovnic (7.109) s ohledem na konvenci $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_I = x_1 + \frac{l_1}{3} = 319,7 + \frac{339,1}{3} = 432,7 [\text{MPa}] \quad (7.112)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{II} = x_2 + \frac{l_1}{3} = -208,1 + \frac{339,1}{3} = -95,1 [\text{MPa}] \quad (7.113)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{III} = x_3 + \frac{l_1}{3} = -111,6 + \frac{339,1}{3} = -1,5 [\text{MPa}] \quad (7.114)$$

Kořeny redukované rovnice:

$$x_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \frac{\delta}{3} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-78971,2|} \cdot \cos \frac{29,7^\circ}{3} = 319,7 [-] \quad (7.115)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} - 60^\circ \right) \quad (7.116)$$

$$x_2 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-78971,2|} \cdot \cos \left(\frac{29,7^\circ}{3} - 60^\circ \right) = -208,1 [-]$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|p|} \cdot \cos \left(\frac{\delta}{3} + 60^\circ \right) \quad (7.117)$$

$$x_3 = -\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{|-78971,2|} \cdot \cos \left(\frac{29,7^\circ}{3} + 60^\circ \right) = -111,6 [-]$$

Pro členy redukované rovnice platí tyto vztahy:

$$p = -\frac{l_1^2}{3} + l_2 = -\frac{339,1^2}{3} - 40641,6 = -78971,2 [-] \quad (7.118)$$

$$q = -\frac{2 \cdot l_1^3}{27} + \frac{l_1 \cdot l_2}{3} - l_3 \quad (7.119)$$

$$q = -\frac{2 \cdot 339,1^3}{27} + \frac{339,1 \cdot (-40641,6)}{3} - (-60941,5) = -7421258,1 [-]$$

$$\cos \delta = -\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \Rightarrow \delta = \arccos \left[-\frac{q}{2} \cdot \left(\frac{|p|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7.120)$$

$$\delta = \arccos \left[\frac{-7421258,1}{2} \cdot \left(\frac{|-78971,2|}{3} \right)^{-\frac{3}{2}} \right] = 29,7 [^\circ]$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (7.121)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{432,7^2 + 1,5^2 + (-95,1)^2 - 432,7 \cdot 1,5 - 1,5 \cdot (-95,1) - 432,7 \cdot (-95,1)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 486,7 [\text{MPa}]$$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{735}{486,7} = 1,5 [-] \quad (7.122)$$

Přehled působících napětí

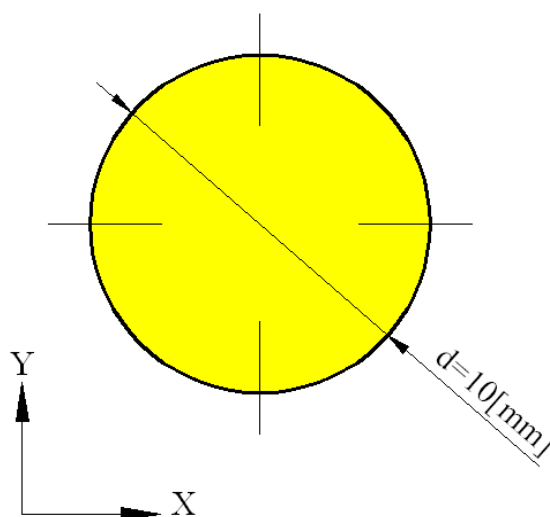
Při pohledu do tab. 7.2 je zřejmé, že největší napětí působí v průřezu C-C na povrchu otvoru, což se dalo očekávat, jelikož je zde nejmenší průřez náboje. Statická bezpečnost náboje $k_s=1,5$ je vyhovující.

Tab. 7.2 Výsledky statické bezpečnosti – analytická metoda

	A-A	B-B	C-C
Místo 1 [MPa]	262,8	161,0	335,7
Statická bezpečnost [-]	2,8	4,5	2,2
Místo 2 [MPa]	413,6	314,9	486,7
Statická bezpečnost [-]	1,8	2,3	1,5

7.5 Volba kuliček

Kuličky jsou jednou z hlavních částí spojky. Pro bezporuchový provoz musí být kuličky dostatečně tvrdé, aby se vlivem přenášených sil neotlačily. Z tohoto důvodu jsem zvolil tvrzené nerezové kuličky od firmy Redhill [23], které mají v celém průřezu stejnou tvrdost a tím dosahují maximální pevnosti. Tvrdost kuliček je udávána podle Rockwella. Kuličky jsou vyrobeny z nerezového materiálu 17042. Mechanické vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tab. 7.3. Průměr kuliček jsem zvolil $d=10$ [mm] viz obr. 7.4. Při konstrukci spojky jsem se snažil dosáhnout co největšího počtu kuliček, aby na jednotlivé kuličky působily co nejmenší síly. Počet kuliček jsem zvolil $n=28$ [kuliček].



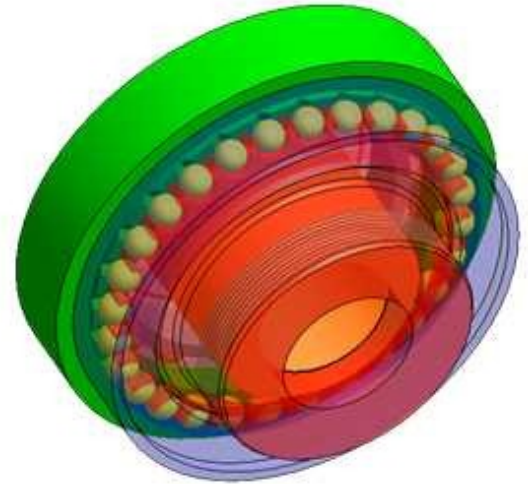
Obr. 7.4 Kulička

Tab. 7.3 Mechanické vlastnosti materiálu kuliček [23]

Redhill Ø10 – 17042			
Modul pružnosti E_2 [MPa]	Poissonova konstanta μ_1 [-]	Tvrdost [-]	Dovolený Hertzův tlak σ_{HK} [MPa]
210 000	0,3	90	2500

7.6 Rozklad sil působících na kuličku

Z konstrukčních důvodů je nutné, abych znal síly působící na jednotlivé části spojky. Rozklad sil působících na jednu kuličku je zobrazen na obr. 7.6. Hlavním úkolem bylo zjistit sílu F_{p1} [N], která představuje potřebnou sílu talířové pružiny působící na jednu kuličku.

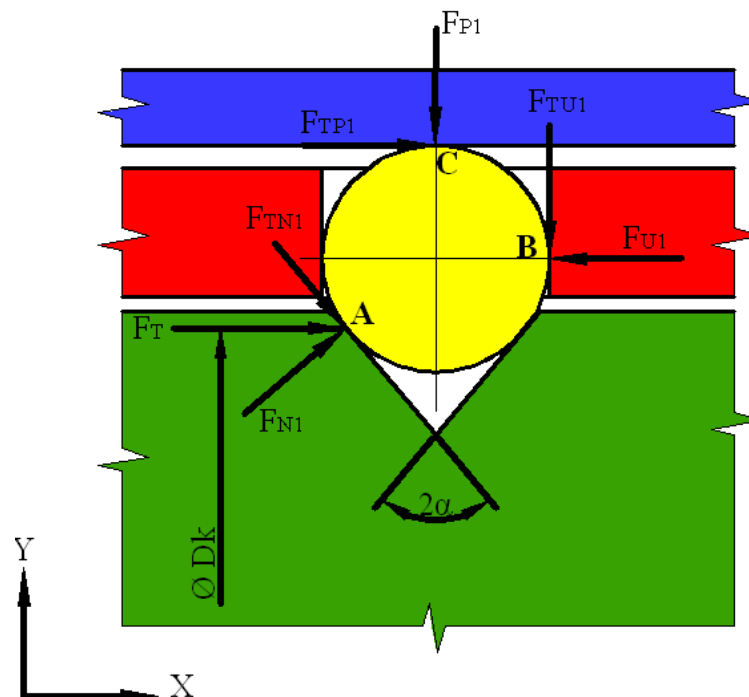


Obr. 7.5 Zobrazení uložení kuliček

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x: 0 = F_{TP1} - F_{U1} + F_{N1} \cdot \cos\alpha + F_{TN1} \cdot \sin\alpha \quad (7.123)$$

$$\sum F_y: 0 = F_{N1} \cdot \sin\alpha - F_{TN1} \cdot \cos\alpha - F_{TU1} - F_{P1} \quad (7.124)$$



Obr. 7.6 Síly působící na kuličku

Výpočet sil:

$$M_{KMAX} = F_T \cdot \frac{Dk}{2} \cdot n \Rightarrow F_T = \frac{2 \cdot M_{KMAX}}{Dk \cdot n} \quad (7.125)$$

$$F_{N1} = F_T \cdot \cos \alpha = \frac{2 \cdot M_{KMAX}}{Dk \cdot n} \cdot \cos \alpha = \frac{2 \cdot 399 \cdot 10^3}{134 \cdot 28} \cdot \cos 55 = 122 [N] \quad (7.126)$$

$$F_{TN1} = F_{N1} \cdot f = 122 \cdot 0,1 = 12,2[N] \quad (7.127)$$

$$0 = F_{p1} \cdot f - F_{u1} + F_{N1} \cdot \cos \alpha + F_{TN1} \cdot \sin \alpha \quad (7.128)$$

$$0 = F_{N1} \cdot \sin \alpha - F_{TN1} \cdot \cos \alpha - F_{U1} \cdot f - F_{P1} \quad (7.129)$$

$$F_{u1} = \frac{F_{N1} \cdot \sin \alpha - F_{TN1} \cdot \cos \alpha - F_{P1}}{f} \quad (7.130)$$

$$0 = F_{p1} \cdot f - \left(\frac{F_{N1} \cdot \sin \alpha - F_{TN1} \cdot \cos \alpha - F_{P1}}{f} \right) + F_{N1} \cdot \cos \alpha + F_{TN1} \cdot \sin \alpha \quad (7.131)$$

$$0 = F_{p1} \cdot f^2 - F_{N1} \cdot \sin \alpha + F_{TN1} \cdot \cos \alpha + F_{P1} + F_{N1} \cdot \cos \alpha \cdot f + F_{TN1} \cdot \sin \alpha \cdot f \quad (7.132)$$

$$0 = F_{p1} \cdot (f^2 + 1) + F_{TN1} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot f) + F_{N1} \cdot (\cos \alpha \cdot f - \sin \alpha) \quad (7.133)$$

$$F_{p1} = \frac{-F_{N1} \cdot (\cos \alpha \cdot f - \sin \alpha)}{(f^2 + 1)} - \frac{F_{TN1} \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cdot f)}{(f^2 + 1)} \quad (7.134)$$

$$F_{p1} = \frac{-122 \cdot (\cos 55 \cdot 0,1 - \sin 55)}{(0,1^2 + 1)} - \frac{12,2 \cdot (\cos 55 + \sin 55 \cdot 0,1)}{(0,1^2 + 1)} = 84,1[N]$$

Dále jsem určil sílu F_{u1} ze vztahu (7.130):

$$F_{u1} = \frac{F_{N1} \cdot \sin \alpha - F_{TN1} \cdot \cos \alpha - F_{P1}}{f} \quad (7.135)$$

$$F_{u1} = \frac{122 \cdot \sin 55 - 12,2 \cdot \cos 55 - 84,1}{0,1} = 86,3[N]$$

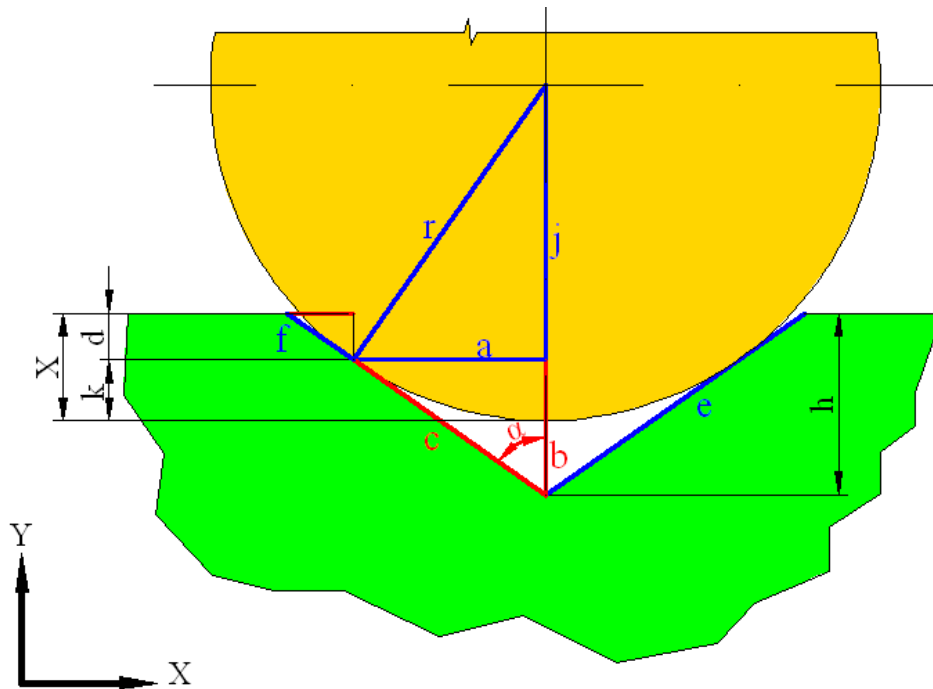
- kde F_{p1} je síla pružiny působící na jednu kuličku, F_{TP1} je třecí síla od síly F_{p1} , F_{U1} je síla působící na unašeč od jedné kuličky, F_{TU1} je třecí síla od síly F_{U1} , F_T je tečná síla od krouticího momentu působící na jednu kuličku, F_{N1} je normálová složka síly F_T působící na jednu kuličku, F_{TN1} je třecí síla od síly F_{N1} , $\emptyset Dk = 134[mm]$ je roztečný průměr, na kterém se kulička stýká s kuželovým zhloubením, $2\alpha=110[^\circ]$ je úhel rozevření kuželového zhloubení a počet kuliček je $n=28[-]$. Součinitel tření mezi ocelovou kuličkou a stykovou ocelovou plochou je $f=0,1[-]$ podle [3]. Přehled normálových složek sil působících na kuličku je uveden v tab. 7.4. Těmito výpočty jsem zjistil síly působící na kuličky při působení max. pojistného momentu M_{KMAX} .

Tab. 7.4 Maximální síly působící na kuličku

F_{N1}	F_{p1}	F_{u1}
[N]	[N]	[N]
122,0	84,1	86,3

7.7 Zasunutí kuličky

Pro návrh pružiny jsem potřeboval znát hloubku zasunutí kuličky X [mm] v kuželovém zahloubení příruby spojky. Hloubku zasunutí kuliček jsem vypočítal z geometrických rozměrů kuželového zahloubení příruby a kuličky (obr. 7.7). Výška zahloubení $h=2,1$ [mm], úhel rozevření zahloubení je $\alpha=55^\circ$. Poloměr kuličky $r = 5$ [mm].



Obr. 7.7 Zasunutá kulička v kuželovém zahloubení

Pomocí pravoúhlých trojúhelníků vkreslených do nárysu kuželového zahloubení příruby a kuličky (obr. 7.8) jsem byl schopen vypočítat hloubku zasunutí kuličky X [mm] v kuželovém zahloubení.

$$a = r \cdot \cos(\alpha) \quad (7.136)$$

$$c = \frac{a}{\sin(\alpha)} = \frac{r \cdot \cos(\alpha)}{\sin(\alpha)} \quad (7.137)$$

$$e = \frac{h}{\cos(\alpha)} \quad (7.138)$$

$$f = e - c = \frac{h}{\cos(\alpha)} - \frac{r \cdot \cos(\alpha)}{\sin(\alpha)} = \frac{2,1 \cdot \cos(55)}{\sin(55)} - \frac{5 \cdot \cos(55)}{\sin(55)} = 0,160 \text{ [mm]} \quad (7.139)$$

$$j = r \cdot \sin(\alpha) \quad (7.140)$$

$$k = r - j = r - r \cdot \sin(\alpha) = r \cdot (1 - \sin(\alpha)) \quad (7.141)$$

$$d = f \cdot \cos(\alpha) \quad (7.142)$$

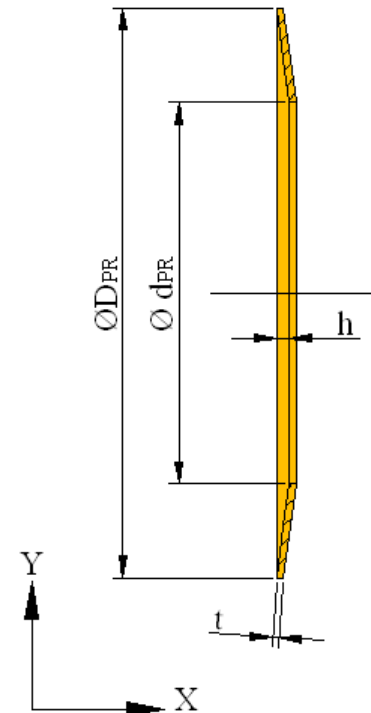
$$X = k + d = r \cdot (1 - \alpha) + f \cdot \cos(\alpha) \quad (7.143)$$

$$X = 5 \cdot (1 - 55) + 0,160 \cdot \cos(55) = 0,996 \text{ [mm]}$$

Hloubka zasunutí kuliček v kuželovém zahloubení $X = 0,996 \cong 1 \text{ [mm]}$.

7.8 Návrh talířové pružiny

Pružina slouží k zatlačování kuliček do kuželových zahloubení na přírubě. Při překonání síly pružiny jsou kuličky ze zahloubení vysunuty a pružina stlačena o hodnotu $S_p \text{ [mm]}$. Spojka v tomto okamžiku nepřenáší krouticí moment. Stlačení pružiny $S_p \text{ [mm]}$ se skládá ze dvou složek. První složku tvoří stlačení pružiny $s \text{ [mm]}$, které je potřebné pro vytvoření předpětí v pružině a druhá složka odpovídá hloubce zasunutí kuliček v kuželovém zahloubení $X \text{ [mm]}$. Mezní síla, kterou musí vyvolat pružina při nastavení max. pojistného momentu M_{KMAX} je určena vztahem (7.144). Překročením této síly dojde k vysunutí kuliček ze zahloubení.



$$F_{pmax} = F_{p1} \cdot n = 84,1 \cdot 28 = 2361 \text{ [N]} \quad (7.144) \quad \text{Obr. 7.8 Talířová pružina}$$

Talířovou pružinu jsem navrhl z materiálu 14 260.7. Rozměry navržené pružiny jsou uvedeny v tab. 7.5. Při návrhu průměrů pružin jsem vycházel z rozměrů náboje a přítlačníku. Tloušťku pružiny $t=2 \text{ [mm]}$ jsem zvolil podle standardně nabízených tlouštěk materiálů na talířové pružiny. Výšku stlačení $h=3,5 \text{ [mm]}$ jsem určil z doporučeného provozního stlačení talířových pružin S_{pmax} podle [2]. Rozměry navržené talířové pružiny jsou uvedeny v tab. 7.5.

$$S_{pmax} \leq 0,75 \cdot h \Rightarrow h \geq \frac{S_{pmax}}{0,75} = \frac{1,62}{0,75} = 2,16 \text{ [mm]} \quad (7.145)$$

Tab. 7.5 Rozměry talířové pružiny

d_{PR} [mm]	D_{PR} [mm]	t [mm]	h [mm]
102	150	2	3,5

$$\alpha = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{Q-1}{1}\right)^2}{\frac{Q+1}{Q-1} - \frac{2}{\ln Q}} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{1,471-1}{1}\right)^2}{\frac{1,471+1}{1,471-1} - \frac{2}{\ln 1,471}} = 0,508 [-] \quad (7.146)$$

$$\beta = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln Q} \cdot \left(\frac{Q-1}{\ln Q} - 1\right) = \frac{6}{\ln 1,471} \cdot \left(\frac{1,471-1}{\ln 1,471} - 1\right) = 1,091 [-] \quad (7.147)$$

$$\gamma = \frac{Q-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln Q} = \frac{1,471-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln 1,471} = 1,165 [-] \quad (7.148)$$

$$Q = \frac{D_{PR}}{d_{PR}} = \frac{150}{102} = 1,471 [-] \quad (7.149)$$

Při výpočtu talířové pružiny jsem musel použít vzorce pro určení bezrozměrných konstant α , β , γ a Q . Síla pružiny F_p je:

$$F_p = \frac{4 \cdot E \cdot t^4}{(1 - \mu^2) \cdot \alpha \cdot D_{PR}^2} \cdot \frac{S_p}{t} \cdot \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{S_p}{t} \right) \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{S_p}{2 \cdot t} \right) + 1 \right] \quad (7.150)$$

Pro přehlednost výpočtu jsem zavedl substituci Y , která nahrazuje první zlomek ze vzorce (7.150).

$$Y = \frac{4 \cdot E \cdot t^4}{(1 - \mu^2) \cdot \alpha \cdot D_{PR}^2} \quad (7.151)$$

$$F_p = Y \cdot \frac{S}{t} \cdot [2h^2 - 3hS_p + S_p^2 + 2t^2] \quad (7.152)$$

$$F_p \cdot t = 2 \cdot S_p \cdot h^2 \cdot Y - 3 \cdot S_p^2 \cdot h \cdot y + S_p^3 \cdot y + 2 \cdot S_p \cdot t^2 \cdot y \quad (7.153)$$

$$0 = S_p^3 \cdot y - 3 \cdot S_p^2 \cdot h \cdot y + 2 \cdot S_p \cdot h^2 \cdot Y + 2 \cdot S_p \cdot t^2 \cdot y - F_p \cdot t \quad (7.154)$$

Vzniklou rovnici třetího řádu jsem dořešil v programu Derive 6. Výsledky stlačení pružin S_p [mm] pro mezní stavy minimálního a maximálního pojistného momentu jsou uvedeny v tab. 7.6.

Tab. 7.6 Přehled provozního stlačení pružiny

	Pojistný moment	
	$M_{MAX} = 399$ [Nm]	$M_{MIN} = 339$ [Nm]
Provozní stlačení S_p [mm]	1,62	1,15
Síla pružiny F_p [N]	2361	2007

Maximální napětí pružiny

Maximální napětí σ_{tmax} vzniká v pružině při maximálním provozním stlačení S_{pmax} . Toto napětí se nachází v horní části pružiny na vnitřním průměru d_{PR} , hodnota tohoto napětí je určena vztahem (7.155). Dovolené napětí pro materiál 14 260.7 podle [10] je $\sigma_{DT} = 2500[MPa]$.

$$\sigma_{tmax} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{\alpha \cdot D^2} \cdot \frac{S_{pmax}}{t} \cdot \left[\beta \left(\frac{h}{t} - \frac{S_{pmax}}{2 \cdot t} \right) + \gamma \right] \quad (7.155)$$

$$\sigma_{tmax} = \frac{4 \cdot 210\,000 \cdot 2^2}{(1 - 0,3^2) \cdot 0,508 \cdot 150^2} \cdot \frac{1,62}{2} \cdot \left[1,091 \left(\frac{3,5}{2} - \frac{1,62}{2 \cdot 2} \right) + 1,165 \right] = 697[MPa]$$

Pevnostní podmínka

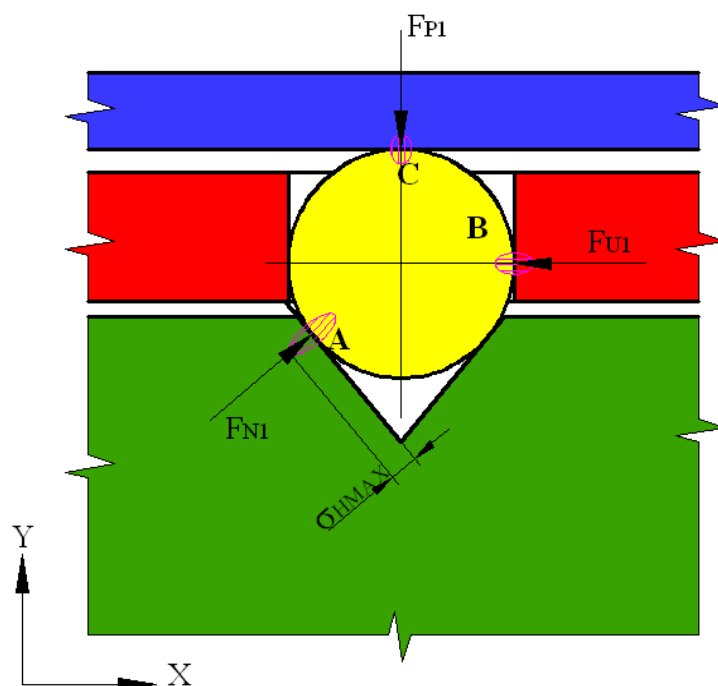
$$\sigma_{DT} \geq \sigma_{tmax} \quad (7.156)$$

$$2500[MPa] \geq 697[MPa] \Rightarrow O.K.$$

Pružina je navržena s dostatečnou pevností.

7.9 Kontrola na otláčení stykových ploch kuliček

Při provozu spojky vzniká mezi kuličkami a jejich stykovými plochami, které přenáší síly, Hertzův tlak. Z důvodu možného otláčení kuliček do některé komponenty spojky je nutné zkontrolovat tlak mezi těmito díly. Maximální Hertzův tlak σ_H vzniklý mezi kuličkou a zahluobením příruby je určen vztahem (7.157), maximálních hodnot dosahuje pouze při přetížení spojky.



Obr. 7.9 Zobrazení max. Hertzova tlaku

$$\sigma_{HMAX} = \frac{3 \cdot F_{N1}}{2 \cdot \pi \cdot a^2} = \frac{3 \cdot 122}{2 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 1456 \text{ [MPa]} \quad (7.157)$$

- kde F_{N1} je nejvyšší zatěžující síla působící na kuličku (tab.7.4), poloměr kontaktní oblasti a je dán vztahem (7.158). Ekvivalentní poloměr křivosti ρ^* se vypočte podle vztahu (7.159), redukovaný moment pružnosti K_1 jsem určil vztahem (7.160). Poloměry křivosti stykových ploch jsou ρ_1, ρ_2 . Pro kuželovým zahloubení je poloměr křivosti $\rho_2 = \infty$ [mm], Modul pružnosti příruby $E_2=207\,000$ [MPa], Poissonova konstanta $\mu_2 = 0,3[-]$ podle [10]. Modul pružnosti kuličky $E_1=210\,000$ [MPa], Poissonova konstanta kuličky $\mu_1 = 0,3[-]$ viz tab.7.3.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_{N1} \cdot \rho^*}{4 \cdot K_1}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 122 \cdot 5}{4 \cdot 114554}} = 0,2 \text{ [mm]} \quad (7.158)$$

$$\frac{1}{\rho^*} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{5} + \frac{1}{\infty} = \frac{1}{5} \text{ [mm]} \quad (7.159)$$

$$K_1 = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot (1 - \mu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \mu_1^2)} \quad (7.160)$$

$$K_1 = \frac{210000 \cdot 207000}{210000 \cdot (1 - 0,3^2) + 207000 \cdot (1 - 0,3^2)} = 114554 \text{ [MPa]}$$

Dovolený Hertzův tlak pro jednorázové přetížení σ_{HPmax} pro materiál 16420.6 – cementovaný kalený je určen vztahem (7.161). Kde $V_{HV}=700$ [-] je tvrdost materiálu podle Vickerse [15]. Dovolený Hertzův tlak kuličky $\sigma_{HK} = 2500$ [MPa] podle [23].

$$\sigma_{HD} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ [MPa]} \quad (7.161)$$

Porovnáním maximálního a dovoleného Hertzova tlaku jsem zjistil, že hodnoty Hertzových tlaků působících na stykové plochy kuželových zahloubení příruby a Hertzovy tlaky působící na kuličky jsou vyhovující.

$$\sigma_{HMAX} \leq \sigma_{HD} \quad (7.162)$$

$$1456 \text{ [MPa]} \leq 2800 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{O. K.}$$

$$\sigma_{HMAX} \leq \sigma_{HK} \quad (7.163)$$

$$1456 \text{ [MPa]} \leq 2500 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{O. K.}$$

7.10 Kontrola ložiska SKF 61921

Ložisko SKF 61921 se během normálního provozu spojky neotáčí a je zatěžováno radiální silou od napnutí řemene $F_V=2224$ [N] a dále axiální silou F_p [N], kterou vytváří talířová pružina. Parametry zvoleného ložiska jsou uvedeny v tab. 7.7. Zatížení je znázorněno na obr. 8.11. Velikost ložiska jsem určil podle průměru náboje. Při kontrole ložiska jsem uvažoval působení maximální axiální síly $F_{pmax}=2361$ [N].

Tab. 7.7 SKF 61921 [24]

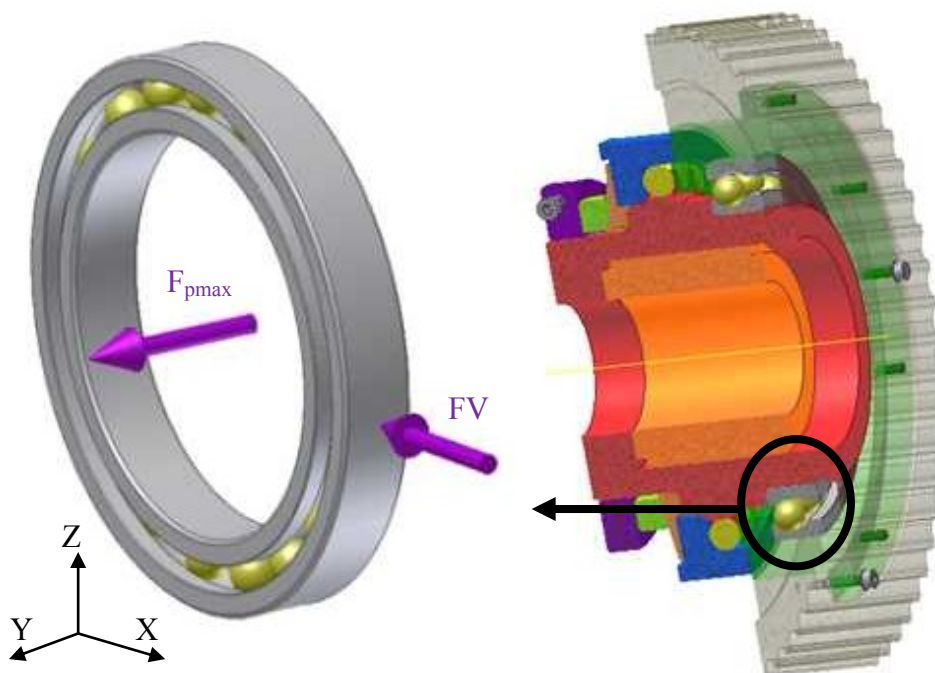
Ložisko SKF 61921					
D	d	B	Co	Xo	Yo
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[-]	[-]
145	105	20	44	0,6	0,5

Ekvivalentní statické zatížení ložiska P_o :

$$P_o = X_o \cdot F_V + Y_o \cdot F_{pmax} = 0,6 \cdot 2224 + 0,5 \cdot 2361 = 2515 \text{ [N]} \quad (7.164)$$

Statická únosnost ložiska s_o :

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{44 \cdot 10^3}{2515} = 17 \text{ [-]} \quad (7.165)$$

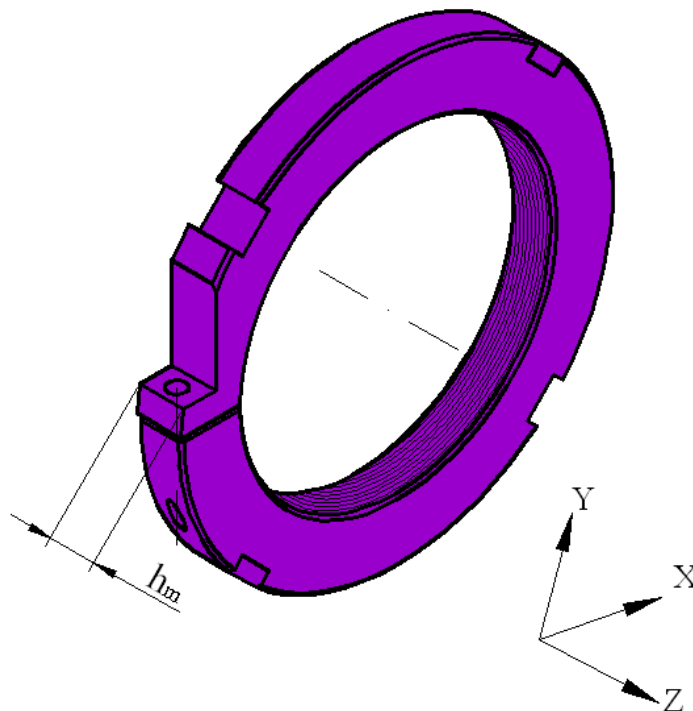


Obr. 7.10 Síly působící na ložisko SKF 61921

Statická bezpečnost ložiska by se měla pohybovat v mezích $S_0=2\div3[-]$ podle [6]. Z konstrukčních důvodů spojky bylo nutné zvolit ložisko o velkých průměrech a tím pádem větší statické bezpečnosti, než je doporučeno. Vzhledem k těmto faktům je statická bezpečnost ložiska vyhovující.

7.11 Návrh matice M100x2

Matice spojky slouží ke stlačení talířové pružiny. Díky tomuto stlačení pružiny je nastaven pojistný moment spojky. Podle odstupňování náboje spojky jsem zvolil závitové spojení o velikosti M100x2. Stoupání závitu $P_z=2[\text{mm}]$ jsem navrhl nízké, aby bylo možné spojku co nejpřesněji nastavovat vzhledem k utažení - pootočení matice. Parametry závitu jsou uvedeny v tab. 7.8. Matice je vyrobena z materiálu 11 373.



Obr. 7.11 Matice

Tab. 7.8 Parametry metrického závitu M100x2

$d=D$ [mm]	$d_2=D_2$ [mm]	$d_1=D_1$ [mm]	d_3 [mm]	P_z [mm]
100	98,701	97,835	97,546	2

Výšku matice h_m (obr. 7.11) jsem navrhl z dovoleného měrného tlaku mezi závity. Dovolенý měrný tlak pro ocelový šroub a ocelovou matici je $p_{DOV}=20[\text{MPa}]$ podle [5]. Počet závitů šroubového spoje, které jsou v kontaktu $z[-]$ je určeno vztahem (7.169).

$$p \leq p_{DOV} = 20[\text{MPa}] \quad (7.166)$$

$$\frac{F_{pmax}}{z \cdot S_{SM}} = \frac{F_{pmax}}{\frac{h_m'}{P_z} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq 20 \quad (7.167)$$

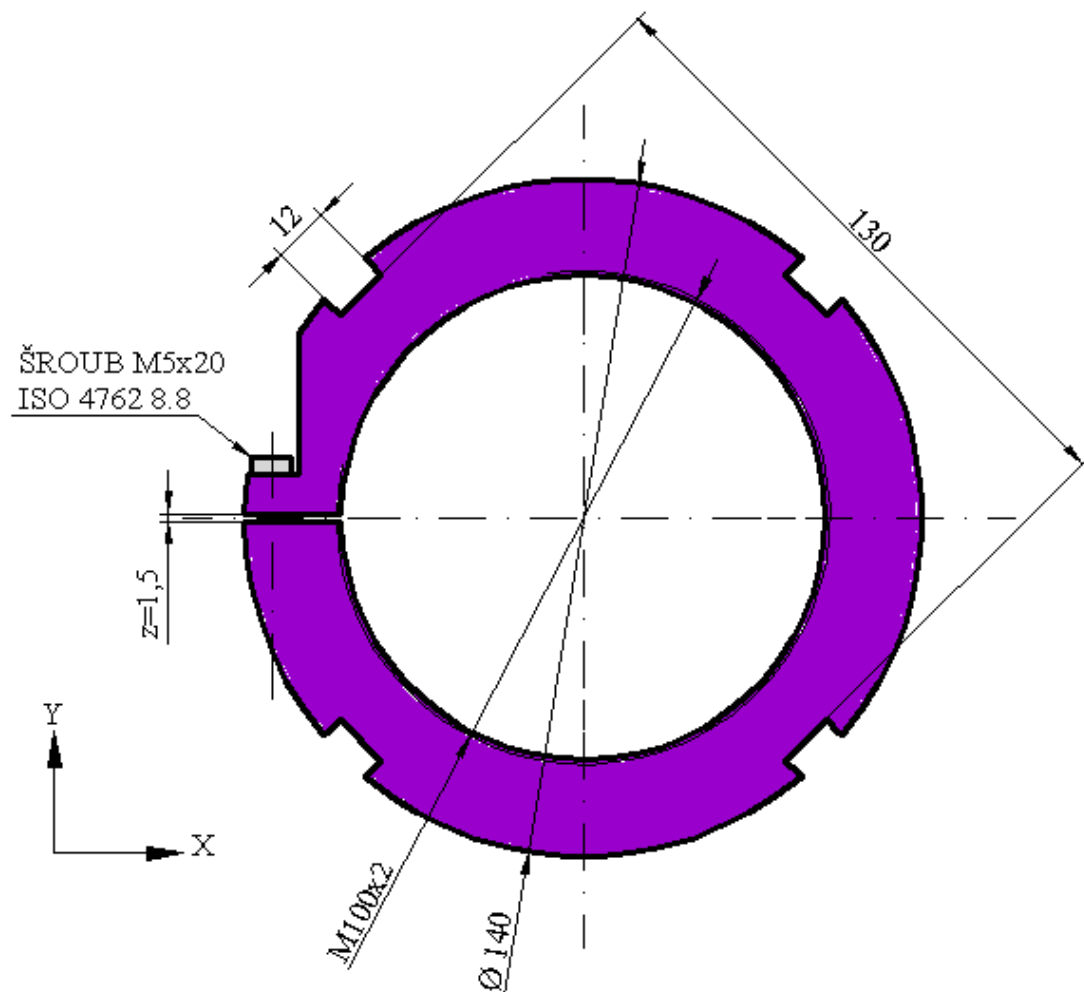
$$h_m' \geq \frac{F_{pmax} \cdot P_z \cdot 4}{p_{DOV} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \quad (7.168)$$

$$h_m' \geq \frac{2361 \cdot 2 \cdot 4}{20 \cdot \pi \cdot (100^2 - 97,835^2)}$$

$$h_m' \geq 0,7 [\text{mm}]$$

$$z = \frac{h_m'}{P_z} \quad (7.169)$$

Minimální výška matice vychází poměrně malá. Z konstrukčních důvodů volím výšku matice $h_m=12 [\text{mm}]$, aby bylo možné provést zajištění matice proti povolení.



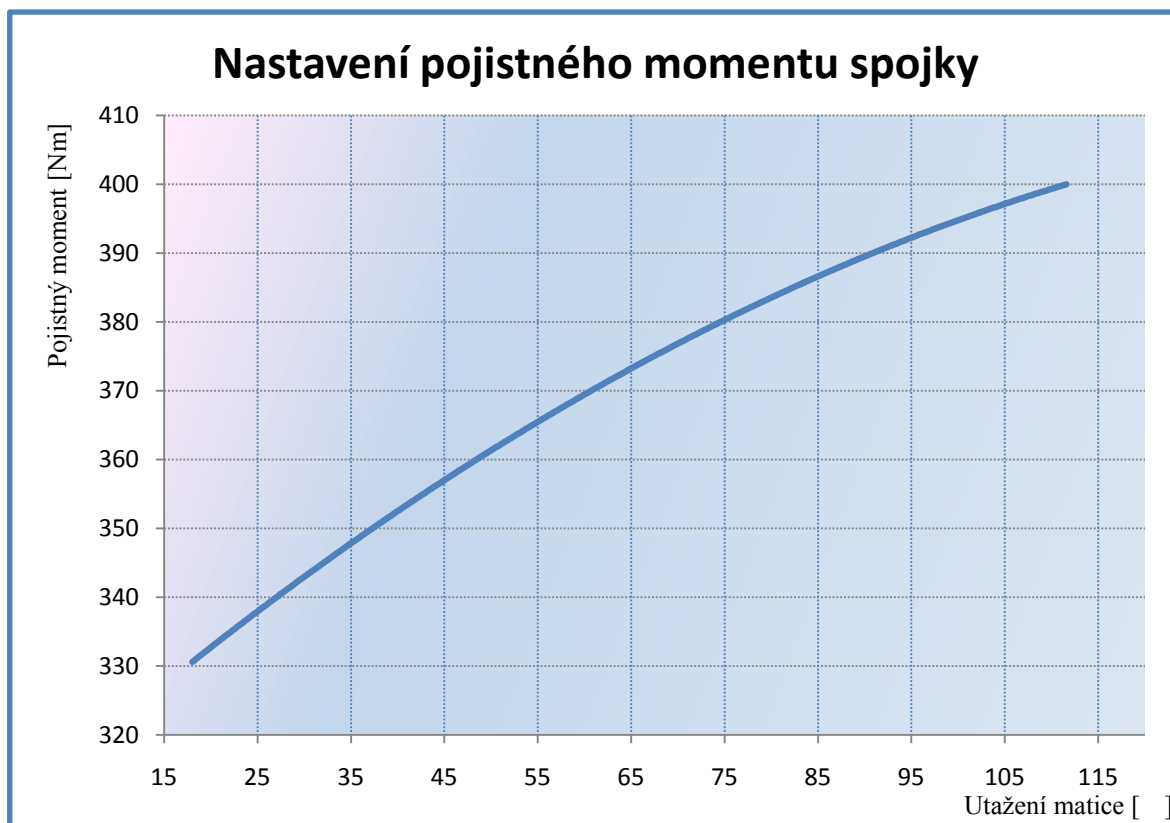
Obr. 7.12 Matice M100x2

Pojištění matice proti povolení

Při překročení pojistného momentu dochází k přeskokování kuliček, stlačování pružiny a ke změně osové síly působící na matici. Vlivem změny velikosti osové síly ve šroubovém spojení by mohlo dojít k povolení matice a tím pádem ke změně pojistného momentu. Aby se tomuto zabránilo, tak jsem navrhl sevření závitu matice. Matice je z jedné strany rozříznuta a stahována šroubem M5x20 ISO 4762 viz obr. 7.12.

8 Nastavení pojistného momentu spojky

Nastavení pojistného momentu je realizováno stlačením talířové pružiny utahováním matice M100x2 (obr. 8.2). Hodnoty utažení matice pro maximální a minimální pojistný moment jsou uvedeny v tab. 8.1. Ostatní hodnoty nastavení pojistného momentu lze odečíst z obr. 8.1.



Obr. 8.1 Nastavení pojistného momentu

Utažení matice jsem vypočítal ze závislosti mezi stoupáním závitu P_z [mm] a pootočením matice δ [°] a potřebným zdvihem matice, který je roven stlačení pružiny s [mm]. Z těchto parametrů jsem sestavil trojčlenku, ze které jsem určil pootočením matice δ [°]. Ukázka příkladu pro maximální pojistný moment:

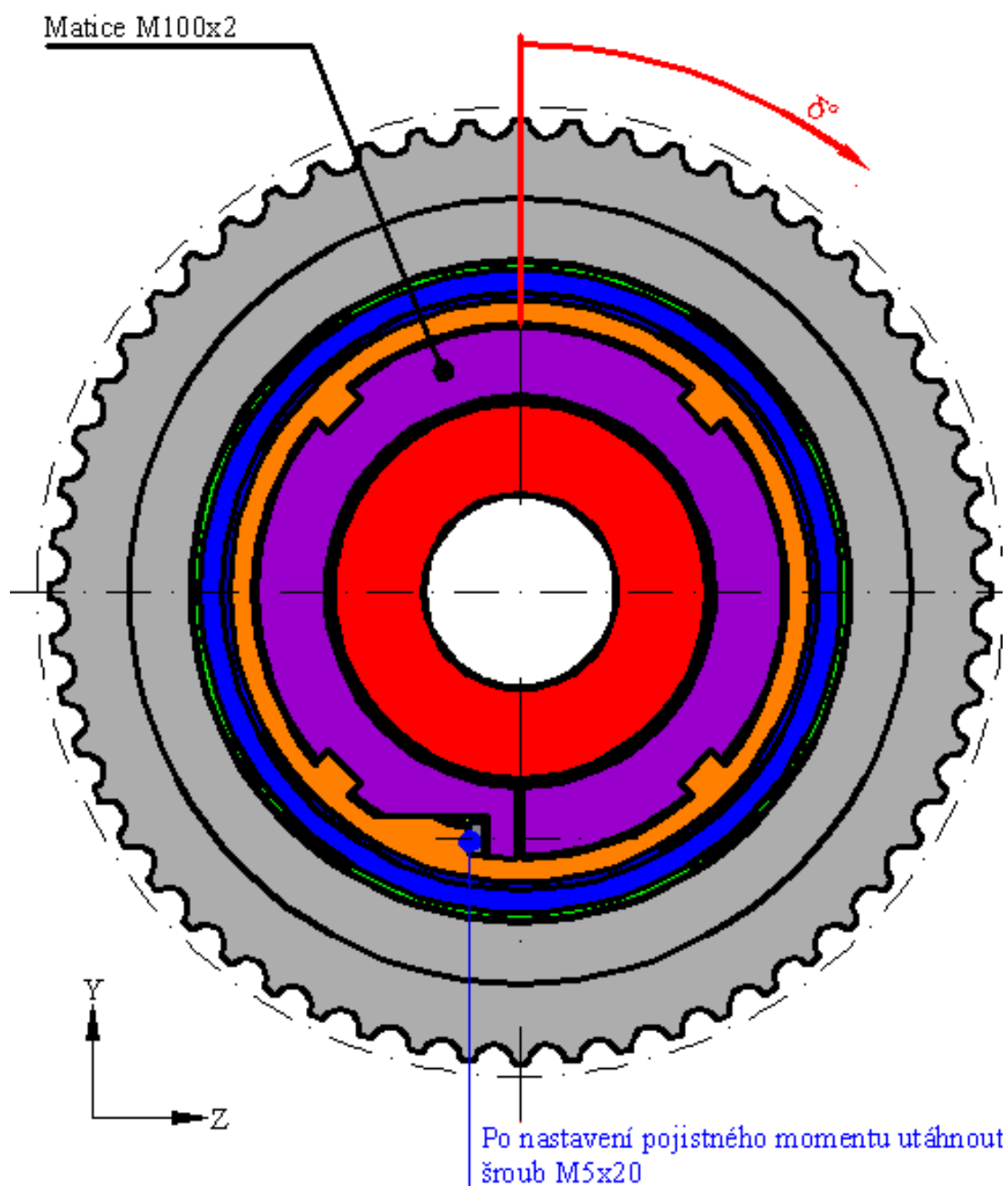
$$P=2[\text{mm}] \dots\dots\dots 360[^\circ]$$

$$s=0,65[\text{mm}] \dots\dots\dots \delta [^\circ]$$

$$\delta = \frac{P}{s} \cdot 360 = \frac{2}{0,65} \cdot 360 = 116 [^\circ] \quad (8.1)$$

Tab. 8.1 Nastavení max. a min. pojistného momentu

	M_{MAX} [Nm]	M_{MIN} [Nm]
	399	339
Stlačení talířové pružiny $s=S_p-X$ [mm]	0,65	0,15
Utažení matice δ [°]	116	18



Obr. 8.2 Utahování matice

9 Závěrečné shrnutí

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout ozubenou řemenici s pojistnou spojkou. Pro návrh ozubené řemenice jsem musel nejprve navrhnout ozubený řemen. Profil zubu řemene a řemenice jsem zvolil nenormalizovaný HTD. Řemen HTD jsem zvolil z důvodu lepšího přenosu sil, oproti ISO řemenu s lichoběžníkovým profilem zubu. Návrh ozubeného řemene jsem provedl v programu ContiTech Suite 3.0, který nabízí výrobce řemenů Continental.

Pojistnou spojkou jsem se rozhodl použít axiální kuličkovou. Tento typ spojky nevyrábí mnoho firem, a tak jsem se rozhodl prozkoumat působení sil a konstrukci této pojistné spojky. Při konstrukci celé spojky jsem dimenzoval veškeré součásti na maximální pojistný moment spojky. Analyticky jsem vypočítal statickou bezpečnost náboje, ve kterém působí trojosá napjatost. Dále jsem provedl kontrolu Hertzova tlaku na stykových plochách kuliček. Pokračoval jsem návrhem talířové pružiny, kontrolou ložiska a také jsem vyřešil systém nastavování pojistného momentu. Veškeré komponenty spojky jsou navrženy s dostatečnou bezpečností, aby byl zaručen dlouhodobý bezporuchový chod celého pohonu, včetně spojky.

Vypracováním práce jsem si ověřil a zdokonalil získané znalosti během studia na fakultě strojní.

10 Seznam použitých pramenů

- [1] Bolek A., Kochman J.: *Části strojů 1.svazek*. SNTL, Praha, 1989.
ISBN 80-03-00426-7.
- [2] Bolek A., Kochman J.: *Části strojů 2.svazek*. SNTL, Praha, 1990.
ISBN 80-03-00426-8.
- [3] Bolek A., Krejčí V.: *Hřídelové spojky*. SNTL, Praha, 1967
- [4] Boháček F.: *Části a mechanismy strojů III. Převody*. Brno, skripta VUT v Brně, 1987
- [5] Dejl Z.: *Konstrukce strojů a zařízení. Spojovací části strojů*. Montanex, Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3
- [6] Hosnedl S., Krátký J.: *Příručka strojního inženýra. Obecné strojní části I*. Computer press, Praha, 1999. ISBN 80-7226-055-3
- [7] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3
- [8] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
- [9] Kříž R.: *Strojnické tabulky II.-Pohony*. Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenový převody. Montanex, Ostrava, 1997. ISBN 80-85780-51-8
- [10] Kříž R., Vávra P.: *Strojnická příručka – 5.svazek*. Scienta, Praha, 1994.
ISBN 80-85827-59-X.
- [11] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2003.
ISBN 80-7361-011-6
- [12] Lenert J.: *Pružnost a Pevnost II*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2000,
ISBN 80-7078-572-1.
- [13] Němček M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Ostrava, skripta VŠB- TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [14] Moravec V., Pišťáček D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných součástí*. Ostrava, skripta VŠB- TU Ostrava 2009. ISBN 978-80-248-0980-9

-
- [15] ČSN 01 4686-5. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Meze únavy a údaje o materiálech*. Český normalizační institut. Praha, 1988.
- [16] ČSN 01 4686-3. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Český normalizační institut. Praha, 1988
- [17] Continental CONTITECH – katalog. *CONTI Synchroforce. Heavy-Duty Timing Belts*. 2007. www.continental.de
- [18] Mayr – katalog pojistný spojek. *Safety Clutches. Overload Protection using Torque limitation*. 2.7.2009. www.mayr.de.
- [19] Siemens – katalog motorů. *Trojfázové asynchronní motory nakrátko 1LA7*. Katalog K02-0811 CZ. www.siemens.cz.
- [20] Tollok – katalog upínacích pouzder. *Tollok Locking Assemblies*. Mod. 1016, 01.03.2003. www.tollok.com.
- [21] www.continental.de
- [22] www.gates.com
- [23] www.redhill-balls.cz
- [24] www.skf.cz
- [25] www.tollok.com
- [26] www.tyma.cz
- [27] www.uzimex.cz
- [28] AUTODESK Autocad 2011
- [29] AUTODESK Inventor 2011
- [30] ContiTech Suite – Transmission Designer verze 3.0.
- [31] Derive 6
- [32] MS office 2010

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Květoslavovi Kalábovi, Ph.D. za odborné konzultace, podnětné rady, ochotu a připomínky spolu s korekčními opravami, které vedly ke zdárnému dokončení mé diplomové práce. Dále děkuji rodičům, přátelům, známým a všem, kteří mne při mé diplomové práci podporovali.

Bc. Jiří Gerla

11 Přílohy

- Příloha 1: Výkres sestavy: Spojka ger095
- Příloha 2: Výkres podsestavy: Poj.kuličková spojka ger095-1
- Příloha 3: Výrobní výkres: Náboj ger095-1-1
- Příloha 4: Výrobní výkres: Řemenice HTD 14M ger095-2
- Příloha 5: CD obsahující diplomovou práci DP_GER095